

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**  
**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



---

# **CREACIÓN Y VALIDACIÓN DE UN MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DE UNA VIGA MEDIANTE ANÁLISIS MODAL**

---

Trabajo de Fin de Grado

-Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales-

**Autor: Pablo del Río Fernández**

**Tutor: Carlos Pons Gómez**

Leganés, Septiembre 2015



"Si lo que quieres es encontrar  
los secretos del Universo,  
piensa en términos de  
energía, frecuencia  
y vibración".

Nikola Tesla (1856 - 1943)



## Resumen

En este Trabajo de Fin de Grado se presenta el proceso para crear un modelo de elementos finitos de una viga y validarlo experimentalmente mediante análisis modal.

Se explican los conceptos más importantes de la teoría del análisis modal, basada en la teoría de vibraciones. Además, se exponen los diferentes métodos de ensayo modal existentes y la instrumentación necesaria para llevarlos a cabo, detallando el procedimiento experimental del ensayo modal de impacto con martillo, que es el utilizado para obtener los resultados para posteriormente validar el modelo.

Después, se realiza una introducción al método de los elementos finitos y se crean diferentes modelos de una viga, utilizando distintas condiciones de contorno mediante el programa Abaqus/CAE.

Finalmente, los resultados modales obtenidos en los modelos son comparados con los obtenidos en el método experimental para validarlos.

También, se incluye un manual del software DEWESoft v.6.6.5., utilizado para la adquisición y almacenamiento de datos experimentales, en el que se indican los pasos necesarios para configurar un ensayo modal de impacto. Para procesar correctamente las señales recogidas por este programa se ha creado un código en Matlab, que permite obtener la función de respuesta en frecuencia, eliminando los problemas característicos de estas señales.

## Palabras clave

Análisis modal, ensayo de impacto, martillo instrumentado, acelerómetro, vibración, elementos finitos, modelo, función de respuesta en frecuencia, resonancia, modos de vibración, frecuencia natural, Abaqus/CAE, DEWESoft.

## Abstract

This Bachelor Thesis presents the process to create a finite element model of a beam and validate it experimentally by modal analysis.

They are explained the most important concepts of modal analysis theory based on the vibration theory. Moreover, they are exposed the different existing modal testing methods and the necessary instrumentation required to carry them out, detailing the experimental procedure of the impact modal testing with hammer, that it is the method used in order to obtain results to validate the model subsequently.

Then, it is made an introduction to the finite element method and different models of the beam are created, with different boundary conditions using the Abaqus/CAE program.

Finally, the modal results obtained in the models are compared with the obtained by the experimental method to validate them.

In addition, it is included a DEWESoft v.6.6.5 software manual, used for the acquisition and storage of experimental data, in which the steps required to configure a modal impact test are listed. To properly process the signals collected by this program, it has been created a code in Matlab for obtaining frequency response function, eliminating the characteristic problems of these signals.

## Key words

Modal analysis, impact testing, instrumented hammer, accelerometer, vibration, finite element, model, frequency response function, resonance, vibration modes, natural frequency, Abaqus/CAE, DEWESoft.

## Índice general

Capítulo I   INTRODUCCIÓN .....	1
I.1.- Objetivos.....	2
I.2.- Contenido .....	3
Capítulo II   TEORÍA DEL ANÁLISIS MODAL .....	5
II.1.- Introducción al Análisis Modal.....	5
II.2.- Bases teóricas del Análisis Modal (teoría de vibraciones mecánicas).....	8
II.3.- Modelado teórico de sistemas de vibración en el Análisis Modal.....	14
Capítulo III   TEORÍA DEL ENSAYO MODAL .....	23
III.1.- Sistema básico de medida .....	23
III.2.- Soporte de la estructura (condiciones de contorno) .....	25
III.3.- Excitación de la estructura.....	26
III.4.- Obtención de la señal (transductores) .....	28
III.5.- Técnicas de análisis de la señal (analizadores) .....	31
III.6.- Técnicas de procesamiento de la señal mediante un analizador de espectro (FFT).....	31
III.7.- Cálculo de la FRF de una señal real .....	36
Capítulo IV   ENSAYO MODAL DE IMPACTO CON MARTILLO.....	37
IV.1.- El martillo instrumentado.....	37
IV.2.- Naturaleza de la señal de excitación del ensayo modal con martillo .....	38
IV.3.- Naturaleza de la señal de salida del ensayo modal con martillo.....	41
IV.4.- Ventajas e inconvenientes del ensayo modal de impacto con martillo.....	42
Capítulo V   FASE EXPERIMENTAL .....	45
V.1.- Medios técnicos .....	45
V.2.- Procedimiento experimental .....	51
V.3.- Código Matlab para el Ensayo Modal de estructuras .....	52
V.4.- Creación de un modelo preliminar de la viga.....	58
V.5.- Ensayos.....	59
Capítulo VI   CREACIÓN DE LOS MODELOS .....	69
VI.1.- Introducción al Método de los Elementos Finitos (MEF) .....	69
VI.2.- Análisis por elementos finitos .....	70
VI.3.- Abaqus/CAE 6.11-1 (introducción al programa).....	71
VI.4.- Creación del modelo en Abaqus .....	74
Capítulo VII   RESULTADOS .....	85

VII.1.- Resultados de la Viga en voladizo .....	85
VII.2.- Resultados de la viga en condición libre .....	90
Capítulo VIII   ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....	99
VIII.1.- Análisis de los resultados de la viga en voladizo.....	99
VIII.2.- Análisis de los resultados de la viga en condición libre.....	101
Capítulo IX   CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	105
IX.1.- Conclusiones.....	105
IX.2.- Desarrollos futuros.....	106
Capítulo X   BIBLIOGRAFÍA.....	107
Capítulo XI   ANEXOS.....	109
XI.1.- Código Matlab creado para el ensayo Modal de estructuras.....	109
XI.2.- Frecuencia de los modos de vibración obtenida en cada ensayo de la viga en voladizo .....	112
XI.3.- Frecuencia de los modos de vibración obtenida en cada ensayo de la viga en condición libre .....	113
XI.4.- Manual del software DEWESoft v6.6.5 para Análisis Modal y excitación de impacto.....	117



## Índice de figuras

Capítulo I   INTRODUCCIÓN .....	1
Capítulo II   TEORÍA DEL ANÁLISIS MODAL .....	5
Figura II.1.- Ejemplo de Análisis Modal del chasis de un vehículo [5] .....	7
Figura II.2.- Ejemplo de clasificación de vibraciones.....	10
Figura II.3.- Ejemplo de sistemas con diferentes g.d.l.....	12
Figura II.4.- Modos de vibración y nodos de una viga en condición libre .....	13
Figura II.5.- Ejemplo de modelo de una motocicleta[7].....	14
Figura II.6.- “Ruta teórica” del análisis de vibraciones[3] .....	15
Figura II.7.- Modelo básico de un sistema de 1 g.d.l.....	15
Figura II.8.- Diagrama de la FRF .....	19
Figura II.9.- Modelo básico de un sistema de 2 g.d.l.....	21
Capítulo III   TEORÍA DEL ENSAYO MODAL .....	23
Figura III.1.- Sensibilidad del acelerómetro en función de su posición.....	30
Figura III.2.- Características de respuesta a frecuencia en función de la sujeción [15] .....	30
Figura III.3.- Diagrama de bloques del analizador FFT .....	34
Figura III.4.- Asunción de periodicidad correcta en la FFT (no hay Leakage) .....	35
Figura III.5.- Asunción de periodicidad incorrecta en la FFT (hay Leakage) .....	35
Capítulo IV   ENSAYO MODAL DE IMPACTO CON MARTILLO.....	37
Figura IV.1.- Esquema del martillo instrumentado .....	37
Figura IV.2.- Señal de excitación de impacto.....	38
Figura IV.3.- Influencia de la rigidez de la punta en la amplitud de la excitación.....	39
Figura IV.4.- Influencia de la rigidez de la punta en el espectro de la excitación .....	39
Figura IV.5.- Influencia del contrapeso del martillo en la señal de excitación .....	39
Figura IV.6.- Señal y espectro de la señal del “Double-hit” .....	40
Figura IV.7.- Señal de salida típica en un ensayo de impacto.....	41
Capítulo V   FASE EXPERIMENTAL .....	45
Figura V.1.- Geometría de la viga ensayada .....	45
Figura V.2.- Banco de ensayos para análisis dinámico de ejes o vigas de sección circular ....	46
Figura V.3.- Martillo instrumentado y accesorios.....	47
Figura V.4.- Rangos de frecuencia cubiertos en función de las puntas disponibles [23] .....	48
Figura V.5.- Acelerómetro y accesorios.....	49
Figura V.6.- Entradas del sistema de adquisición de datos DEWE-30-04.....	50

Figura V.7.- Salidas del sistema de adquisición de datos DEWE-30-04.....	50
Figura V.8.- Aplicación de función de ventana en la señal de impacto (D. Temporal) .....	53
Figura V.9.- Área de interés aplicación de función de ventana en la señal de impacto (D. Temporal) .....	53
Figura V.10.- Aplicación de función de ventana en la señal de impacto (D. Frecuencia).....	54
Figura V.11.- Aplicación de función de ventana en la señal de salida (D. Temporal) .....	55
Figura V.12.- Aplicación de función de ventana en la señal de salida (D. Frecuencia) .....	56
Figura V.13.- Diferencia de una FRF sin aplicar funciones de ventana y aplicándolas.....	57
Figura V.14.- Gráficas de las funciones calculadas por el código Matlab.....	58
Figura V.15.- Ensayo modal de la viga en voladizo .....	59
Figura V.16.- Geometría de la estructura en voladizo .....	59
Figura V.17.- Fijación con cinta adhesiva del acelerómetro a la estructura.....	60
Figura V.18.- Configuración del martillo utilizada (punta verde con adaptador y contrapeso) .....	61
Figura V.19.- Posición de la excitación y acelerómetro en la viga en voladizo.....	61
Figura V.20.- Ejemplo de una señal de excitación con “Double Hit” en el dominio del tiempo .....	62
Figura V.21.- Ejemplo del espectro de una señal de excitación con “Double Hit” .....	62
Figura V.22.- Ejemplo de la señal de excitación con un solo impacto (D. Temporal) .....	63
Figura V.23.- Ejemplo del espectro de excitación con un solo impacto (D. Frecuencia) .....	63
Figura V.24.- Ejemplo de la señal de salida registrada en la viga en voladizo(D. Temporal) ..	64
Figura V.25.- Ensayo modal de la viga en condición libre .....	65
Figura V.26.- Geometría de la estructura en condición de libertad .....	65
Figura V.27.- Posiciones de ensayo de la viga en condición libre .....	66
Figura V.28.- Espectro de excitación en el ensayo libre.....	67
Figura V.29.- Viga bi-empotrada .....	68
Figura V.30.- Viga bi-apoyada .....	68
Capítulo VI   CREACIÓN DE LOS MODELOS .....	69
Figura VI.1.- Icono Abaqus 6.11[30] .....	71
Figura VI.2.- Creación de la “part” con particiones.....	75
Figura VI.3.- Direcciones de la sección circular .....	75
Figura VI.4.- Asignación de la orientación de la sección .....	76
Figura VI.5.- Determinación de las condiciones de contorno.....	77

Figura VI.6.- Análisis de mallado del modelo tipo “beam” la viga en voladizo basado en los valores del 4º modo .....	78
Figura VI.7.- Creación de la <i>Part</i> en el modelo sólido .....	79
Figura VI.8.- Particiones en el modelo sólido .....	80
Figura VI.9.- Mallado del modelo tipo “solid” .....	80
Figura VI.10.- Análisis de mallado del modelo tipo “solid” la viga en voladizo basado en los valores del 4º modo .....	81
Figura VI.11.- Análisis de mallado del modelo tipo “beam” de la viga libre basado en los valores del 5º modo .....	82
Figura VI.12.- Análisis de mallado del modelo tipo “solid” de la viga libre basado en los valores del 5º modo .....	83
Capítulo VII   RESULTADOS .....	85
Figura VII.1.- Ejemplo de la FRF en la viga en voladizo, ensayo en posición 1 .....	85
Figura VII.2.- Ejemplo de la FRF en la viga en voladizo, ensayo en posición 2 .....	86
Figura VII.3.- Forma de los modos de flexión de la viga en voladizo (modelo tipo “beam”) .	87
Figura VII.4.- Forma de los modos de flexión de la viga en voladizo (modelo tipo “solid”) ...	88
Figura VII.5.- Error porcentual de los resultados Modelo – Experimental en la viga voladizo .....	89
Figura VII.6.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 1 .....	90
Figura VII.7.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 2 .....	91
Figura VII.8.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 3 .....	92
Figura VII.9.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 4 .....	93
Figura VII.10.- Forma de los modos de flexión de la viga en condición libre .....	95
(modelo tipo “beam”) .....	95
Figura VII.11.- Forma de los modos de flexión de la viga en condición libre .....	96
(modelo tipo “solid”).....	96
Figura VII.12.- Error porcentual de los resultados Modelo – Experimental en la viga libre...	97
Capítulo VIII   ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	99
Capítulo IX   CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	105
Capítulo X   BIBLIOGRAFÍA.....	107
Capítulo XI   ANEXOS.....	109
Figura XI.1.- Icono DEWEsoft v6.6.5 .....	117
Figura XI.2.- Configuración del Hardware .....	118
Figura XI.3.- Hardware setup.....	118
Figura XI.4.- Configuración de sensores 1- acceder a edición .....	119

Figura XI.5.- Configuración de sensores 2 – base de datos de los sensores.....	119
Figura XI.6.- Configuración de sensores 3 – creación de un grupo .....	120
Figura XI.7.- Configuración de sensores 4 – formas de introducir la sensibilidad .....	120
Figura XI.8.- Configuración de sensores 5 – introducir propiedades en forma de tabla.....	120
Figura XI.9.- Configuración de sensores 6 - configuración sensibilidad .....	121
Figura XI.10.- Barra principal de DEWESoft .....	121
Figura XI.11.- Configuración de los canales .....	121
Figura XI.12.- Activación de los canales .....	122
Figura XI.13.- Elección de los sensores para cada canal.....	123
Figura XI.14.- Configuración correcta de los canales .....	123
Figura XI.15.- Data File Options DEWESoft (elección de nombre y forma de almacenar datos) .....	124
Figura XI.16.- Numeración en el almacenamiento de datos .....	124
Figura XI.17.- Opciones de almacenamiento de datos (Storing Options) .....	124
Figura XI.18.- Configuración del <i>trigger</i> 1.....	124
Figura XI.19.- Configuración del <i>trigger</i> 2.....	125
Figura XI.20.- Diseño del entorno de toma de señales .....	126

## Índice de tablas

Capítulo I   INTRODUCCIÓN .....	1
Capítulo II   TEORÍA DEL ANÁLISIS MODAL .....	5
Tabla II.1.- Denominación de la FRF y su inversa en función del parámetro de respuesta.....	20
Capítulo III   TEORÍA DEL ENSAYO MODAL .....	23
Capítulo IV   ENSAYO MODAL DE IMPACTO CON MARTILLO.....	37
Capítulo V   FASE EXPERIMENTAL .....	45
Tabla V.1.- Propiedades de la estructura ensayada.....	45
Tabla V.2.- Propiedades del martillo excitador.....	47
Tabla V.3.- Características del acelerómetro.....	49
Capítulo VI   CREACIÓN DE LOS MODELOS .....	69
Capítulo VII   RESULTADOS .....	85
Tabla VII.1.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en voladizo (Posición 1) .....	85
Tabla VII.2.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en voladizo (Posición 2) .....	86
Tabla VII.3.- Resultados obtenidos en la viga en voladizo.....	86
Tabla VII.4.- Resultados obtenidos del modelo tipo “beam” de la viga en voladizo .....	87
Tabla VII.5.- Resultados obtenidos del modelo tipo “solid” de la viga en voladizo .....	88
Tabla VII.6.- Comparación resultados obtenidos del modelo y experimentalmente v.Voladizo .....	89
Tabla VII.7.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad (Posición 1) .....	90
Tabla VII.8.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad (Posición 2) .....	91
Tabla VII.9.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad (Posición 3) .....	92
Tabla VII.10.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad (Posición 4) .....	93
Tabla VII.11.- Resultados obtenidos en la viga en condición libre.....	94
Tabla VII.12.- Resultados obtenidos del modelo tipo “beam” de la viga en condición libre ..	95
Tabla VII.13.- Resultados obtenidos del modelo tipo “solid” de la viga en condición libre ....	96
Tabla VII.14.- Comparación resultados obtenidos del modelo y experimentalmente v. Libre .....	97
Capítulo VIII   ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	99

Capítulo IX   CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	105
Capítulo X   BIBLIOGRAFÍA.....	107
Capítulo XI   ANEXOS.....	109
Tabla XI.1.- Viga en voladizo: Posición 1 .....	112
Tabla XI.2.- Viga en voladizo: Posición 2 .....	113
Tabla XI.3.- Viga en condición libre: Posición 1 .....	113
Tabla XI.4.- Viga en condición libre: Posición 2 .....	114
Tabla XI.5.- Viga en condición libre: Posición 3 .....	115
Tabla XI.6.- Viga en condición libre: Posición 4 .....	116

## Capítulo I | INTRODUCCIÓN

Existen diferentes formas de analizar estructuras y mecanismos. Uno de los recursos más utilizados para hacerlo es el uso de modelos numéricos y analíticos. Con la creación de un modelo se busca representar la realidad o una característica de la realidad de la forma más aproximada posible, con el fin de poder obtener datos fiables de dicha realidad. Dependiendo de aquello que quiere representarse, se utilizan diversos tipos de modelos: modelos físicos, matemáticos, modales,..., que pueden crearse de varias formas como el método de los elementos finitos o el método de las masas concentradas.

Actualmente, con la ayuda de los computadores, la creación de modelos es aún más importante, ya que hay una gran variedad de paquetes de software que permiten analizar modelos de estructuras de una forma sencilla. El método más utilizado para estudiar una estructura o mecanismo es el de los elementos finitos, que consiste en discretizar o dividir un modelo en elementos más pequeños que se analizan individualmente, obteniendo resultados globales.

Para determinar si los modelos creados se acercan a aquello que están representando es necesario comparar los resultados del modelo con los obtenidos en algún proceso experimental. Pueden realizarse diferentes tipos de ensayo para validar un modelo. El Análisis Modal se está convirtiendo en uno de los métodos más utilizados para ello.

El Análisis Modal está basado en la teoría de vibraciones mecánicas. A partir de una excitación se produce una vibración o respuesta en la estructura, analizando la señal de entrada y la salida puede obtenerse una función que permite obtener los parámetros modales de la estructura, necesarios para el estudio dinámico de la misma.

El Ensayo Modal es una técnica experimental no destructiva basada en el Análisis Modal que ha evolucionado en los últimos años gracias a la revolución en las técnicas de análisis de señales, propiciadas por el desarrollo de nuevas y más sofisticadas herramientas, permitiendo la elección de diferentes métodos para excitar, recoger la excitación o analizar una estructura, dependiendo de sus características físicas.

Una vez validado, un modelo puede utilizarse para futuros análisis sin necesidad de realizar ensayos experimentales. Por ello, el uso de modelos es una técnica ingenieril muy extendida, que permite ahorrar en tiempo y dinero, principalmente en la elaboración de prototipos.

## I.1.- Objetivos

Los principales objetivos de este trabajo se resumen en su título: “Creación y validación de un modelo de elementos finitos de una viga mediante análisis modal”. Para conseguir estos objetivos hay que comprender las diferentes materias que intervienen en el estudio.

### I.1.1.- Creación de un modelo de una viga

Debe entenderse qué es un modelo y cuál es su fin, saber los diferentes tipos de modelos que existen y el método para crearlos. Además, es necesario tener un dominio del software que se vaya a utilizar para ello.

Para crear el modelo de la viga va a utilizarse el programa Abaqus de SIMULIA.

### I.1.2.- Comprender y utilizar el método de los elementos finitos

El método elegido para crear el modelo es el de los elementos finitos. Con la ayuda del software Abaqus se pueden crear modelos y obtener resultados en un tiempo de computación menor, pero para ello es necesario conocer en qué se basa este método.

### I.1.3.- Validar el modelo de la viga mediante análisis modal

Para validar los resultados obtenidos en el modelo va a realizarse un análisis modal experimental. Se ha elegido este procedimiento porque es un método no destructivo, que permite obtener resultados fiables de una forma relativamente económica.

El principal problema de un ensayo modal es su complejidad teórica; para implementarlo es necesario comprender la teoría de vibraciones, en la que se basa la teoría del Análisis Modal, y poder utilizar estos conocimientos de manera experimental.

Realizar un ensayo modal conlleva conocer todos los recursos que pueden utilizarse, ya que hay diferentes formas de llevar a cabo un procedimiento experimental de estas características. Para excitar la estructura se utilizará un martillo instrumentado, recogiendo la vibración de respuesta con un acelerómetro. En un ensayo modal se generan una serie de datos que deben acondicionarse y analizarse, por ello, hay que saber interpretar diferentes tipos de señales.

Para analizar y almacenar los datos de los ensayos se usará el software DEWESoft. Además será necesario crear un código en Matlab que permita obtener resultados a partir de los datos obtenidos de los experimentos.

Por otro lado, el banco de ensayos que se utilizará está actualmente en desuso, por tanto, otro de los objetivos es preparar este banco de ensayos para poder realizar análisis modales de estructuras basados en el contenido de este trabajo.



## I.2.- Contenido

En este apartado se hace un breve resumen de la información que contiene cada capítulo.

### Capítulo II | TEORÍA DEL ANÁLISIS MODAL

En este capítulo se introduce el Análisis Modal de una forma teórica, se explica qué es el Análisis Modal Experimental y cuáles son sus aplicaciones más importantes.

También, se profundiza en la Teoría de Vibraciones Mecánicas, que es la base del Análisis Modal, clasificando los diferentes tipos de vibraciones e introduciendo los conceptos más importantes que pueden aparecer en este trabajo.

Finalmente, se detalla qué es un sistema vibratorio y qué tipos de modelos modales se emplean dependiendo de la estructura o mecanismo bajo estudio.

### Capítulo III | TEORÍA DEL ENSAYO MODAL

La información que se recoge en este apartado es imprescindible para entender la instrumentación que debe intervenir en un ensayo modal. Se exponen las diferentes alternativas para realizar un experimento de este tipo, desde la forma de excitación u obtención de la señal hasta los tipos de analizadores que existen, y sus bases teóricas.

### Capítulo IV | ENSAYO MODAL DE IMPACTO CON MARTILLO

Se hace un mayor hincapié en el ensayo modal de impacto con martillo ya que es el método utilizado en el trabajo para obtener resultados modales experimentales. El objetivo de este capítulo es explicar de la forma más detallada posible cómo debe realizarse un ensayo con este método, analizando cuáles son las principales ventajas y desventajas y tratando de especificar cómo deben solucionarse los problemas más comunes.

### Capítulo V | FASE EXPERIMENTAL

Esta parte del trabajo es necesaria para indicar cuáles han sido los medios técnicos utilizados o los pasos que se han seguido para realizar los experimentos. Después, se explica por qué ha sido necesario crear un código en Matlab y un modelo preliminar de la estructura. Finalmente, se precisa cómo han sido realizados los ensayos y las limitaciones que se han tenido.

### Capítulo VI | CREACIÓN DE LOS MODELOS

En este capítulo, además de precisar cómo debe crearse un modelo, se introduce el Método de los Elementos Finitos, utilizado para construir los modelos. Asimismo, se explica cómo funciona el programa utilizado (Abaqus/CAE) y se describen los diferentes modelos que se han creado para ser validados con los resultados experimentales.

## Capítulo VII | RESULTADOS

Aquí se exponen todos los resultados obtenidos en el trabajo, experimentales y numéricos, facilitando la comparación de los diferentes métodos utilizados para ser analizados, con la ayuda de tablas y figuras.

## Capítulo VIII | ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Se hace un estudio en base a los resultados presentados en el capítulo anterior, se comparan los resultados exponiendo las posibles causas de los errores y por último se indica si dichos errores pueden asumirse.

## Capítulo II | TEORÍA DEL ANÁLISIS MODAL

### II.1.- Introducción al Análisis Modal

El Análisis Modal teórico puede identificarse con la ecuación de la onda que describe la dinámica de la cuerda vibrante. De la solución se obtienen sus frecuencias naturales, modos de vibración o fuerzas de respuesta [1].

La idea esencial del Análisis Modal es describir los fenómenos que se producen en la dinámica estructural de la forma más simple posible. Puede definirse como: proceso por el cual se describe una estructura en términos de sus características dinámicas naturales que son la frecuencia, amortiguación y modos de vibración [2]. Aunque el concepto es muy reciente en la historia de la ingeniería, las bases de su estudio se remontan al análisis del espectro de la luz por Newton o a los desarrollos matemáticos de Fourier. En el siglo XIX apenas se desarrolló, ya que dependía de las matemáticas para resolver ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento de diferentes estructuras dinámicas. Más tarde, con el concepto de discretización de un objeto y la introducción del análisis matricial se produjo un gran avance.

Sin embargo, la teoría no pudo comprobarse hasta la invención de los ordenadores. Por ello, su uso en la práctica no se llevó a cabo hasta hace unos años en los que se realizaron experimentos en varias fases como las descritas en los “Ensayos de Resonancia” y los “Métodos de Impedancia Mecánicos” que fueron utilizados para explicar conceptos generales. Uno de los hitos más importantes en la evolución de esta teoría fue proporcionado por el escrito de Kennedy y Pancu en 1947. Los métodos descritos descubrieron la aplicación de la determinación precisa de las frecuencias naturales y los niveles de amortiguamiento en estructuras de aeronaves. Esto no pudo ser renovado hasta que avanzaron las técnicas de análisis con el desarrollo de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) en 1965 por J.W. Cooley y J.W. Tukey. Fue en 1970 cuando los avances en los transductores, informática y analizadores digitales establecieron el Análisis Modal Experimental tal y como se conoce.

En los últimos años el Análisis Modal Experimental se ha convertido en una de las tecnologías más importantes para determinar, mejorar y optimizar las características dinámicas de las estructuras. Junto al análisis numérico (elementos finitos) o teórico se ha convertido en uno de los dos pilares en el estudio de la dinámica estructural.

Se ha producido una gran evolución en el poder de computación de los ordenadores y se han desarrollado herramientas matemáticas como la de los elementos finitos que, permiten obtener resultados de una forma más rápida y precisa. No obstante, es imposible determinar completamente el comportamiento mecánico únicamente con la ayuda de la modelización por ordenador, porque algunas propiedades estructurales como el amortiguamiento o condiciones de contorno son difíciles de modelar. Por ello, será necesario apoyarse en experimentos o ensayos que puedan complementar los resultados obtenidos teóricamente [3].

### II.1.1.- Análisis Modal Experimental

El estudio experimental de la dinámica estructural siempre ha sido importante para entender y controlar los fenómenos de vibración que se encuentran en la práctica. Desde los últimos años se tiene una mayor conciencia de los efectos de las vibraciones estructurales y por ello ha sido necesario realizar diversos ensayos con los siguientes objetivos:

- Determinar la naturaleza y grado de los niveles de respuesta a vibración durante el funcionamiento de los mecanismos.
- Verificar modelos teóricos y predecir fenómenos dinámicos referidos a las vibraciones.
- Obtener las propiedades de los materiales bajo cargas dinámicas como la capacidad de amortiguación, fricción y resistencia a fatiga.

Los problemas de vibraciones en estructuras siguen siendo una de las mayores dificultades y limitaciones para diseñar productos industriales. Hay un primer grupo de estructuras, como las alas de los aviones o las obras de ingeniería civil, en las que la integridad estructural es de suma importancia. Para ellas es necesario un minucioso y preciso conocimiento de las características dinámicas. También existe otro gran grupo de componentes estructurales o conjuntos mecánicos para los cuales las vibraciones están directamente relacionadas con su funcionamiento, ya sea en virtud de poder causar un mal funcionamiento temporal o la creación de perturbaciones o incomodidad, incluyendo los ruidos. Por todo ello, es importante que los niveles de vibración que se producen en el funcionamiento de estos dispositivos puedan ser anticipados y controlados de una forma eficaz.

Los objetivos más importantes de la determinación de las vibraciones corresponden a diferentes tipos de ensayos. Un ejemplo de ensayo es aquel en el que las fuerzas de vibración, también denominadas respuestas, son medidas durante el funcionamiento de la máquina o estructura que es objeto de estudio. Otro tipo de ensayo es aquel en el que la estructura o componente se pone en vibración con una excitación conocida, muchas veces en condiciones que no serán las que tendrá durante su servicio. Este último tipo de ensayo debe ser realizado bajo unas condiciones bastante más controladas que el primero y, por lo tanto, se obtendrá una información mucho más detallada y precisa. Este tipo de ensayo, incluyendo la adquisición de datos y el posterior análisis, es lo que se conoce hoy día como “Ensayo Modal” [3].

Aunque el Ensayo Modal está muy aceptado en las ingenierías mecánica y aeronáutica, se han encontrado diversas aplicaciones para este tipo de análisis en otros ámbitos y no solo en el de la ingeniería como es el caso, por ejemplo, de la acústica musical o la medicina.

### II.1.2.- Aplicaciones del Análisis Modal

Es muy importante realizar un Análisis Modal de una estructura para estudiar su dinámica. Por ello existen diferentes aplicaciones industriales, siendo las más comunes: [4]

- Análisis de un automóvil y sus componentes (chasis, motor, suspensión, escape, frenos,...)
- Análisis de un avión ensayando sus componentes en tierra (rueda de aterrizaje, superficies de control, turbinas,...) o en aire para estudiar la estabilidad de la aeroelasticidad (flameo)
- En las industrias de procesos: análisis de bombas, compresores, sistemas de tuberías,...
- En la ingeniería civil en estudios relacionados con puentes, presas, edificios de gran altura, plataformas marinas,...
- En sistemas de audio y electrodomésticos como lavadoras, altavoces, o unidades de CD.

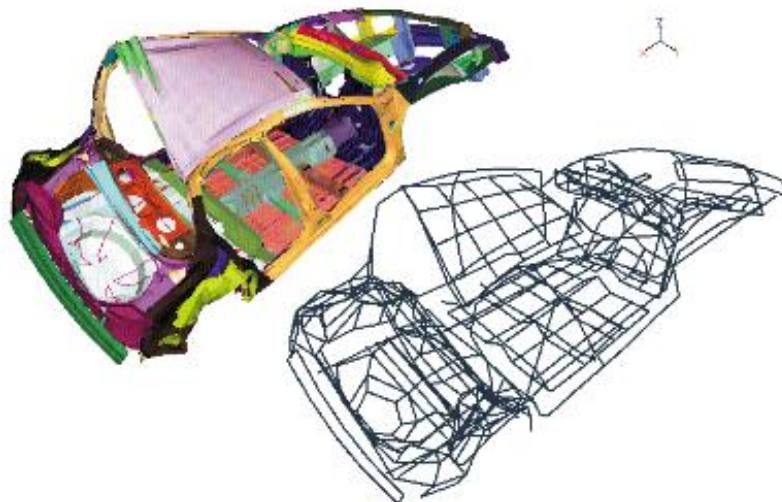


Figura II.1.- Ejemplo de Análisis Modal del chasis de un vehículo [5]

Dentro de estos grandes campos se pueden utilizar diferentes ensayos con diversos objetivos y aplicaciones como: el diagnóstico de problemas, modificación estructural, identificación de fuerzas, análisis de sensibilidad, predicción de la respuesta provocada por una fuerza, detección de daños estructurales y control de las vibraciones [1].

Así mismo es importante saber cuáles son las razones por las que se utiliza el Análisis Modal Experimental ya que existen muchas aplicaciones en las que es necesario hacer un ensayo de estas características. Pero, como en todo procedimiento industrial, es fundamental estudiar previamente cuáles serán las técnicas o métodos de análisis más óptimos.

En todos los casos el ensayo modal se realiza para obtener un modelo matemático de una estructura. Dependiendo del objetivo a conseguir existen diferentes aplicaciones técnicas [3]:

- Obtención de las propiedades de vibración de una estructura y su posterior comparación con los datos calculados por el método de los elementos finitos u otro modelo teórico, con el objetivo de validarlo.
- Comparación de los resultados teóricos con los experimentales para identificar cuáles pueden ser las causas de las diferencias entre las mediciones predichas y reales.
- Producción de un modelo matemático de un componente que formará parte de una estructura o conjunto mecánico. Esto se conoce como proceso de subestructuración y es utilizado en el análisis de estructuras complejas.
- Generación de un modelo para poder predecir los efectos de la modificación de la estructura original.
- Determinación de las fuerzas dinámicas que pueden causar vibraciones en nuestro componente.

Conviene llevar un orden en todas las aplicaciones. Lo más usual es: medir, analizar los datos obtenidos y finalmente generar un modelo matemático de la estructura, aunque se recomienda crear un modelo preliminar simplificado para tener una idea de la magnitud de las variables que se van a medir.

## **II.2.- Bases teóricas del Análisis Modal (teoría de vibraciones mecánicas)**

Para comprender el Análisis Modal hay que tener ciertos conceptos claros que son la base del estudio de la dinámica de estructuras. Además de un profundo conocimiento de las matemáticas, ya que los procedimientos teóricos utilizados se basan en ellas, es necesario haber estudiado antes la teoría de las vibraciones mecánicas.

### **II.2.1.- Introducción a las vibraciones mecánicas**

Se define vibración como la oscilación de un sistema en torno a una posición de equilibrio. Un ejemplo típico de oscilación es el balanceo de un péndulo. [6]

En general, en un sistema vibratorio se dan tres fenómenos energéticos:

- El almacenamiento de energía potencial (por la elasticidad)
- El almacenamiento de energía cinética (por la masa o inercia)
- Pérdida de energía (debido a elementos disipativos o de amortiguación)

La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y, de manera alternativa, la cinética en potencial. En el caso de que el sistema esté amortiguado parte de la energía se disipará, y si no actúa ninguna fuerza externa éste volverá a la posición de equilibrio [7].

### II.2.2.- Tipos de vibraciones

Cuando se habla de vibración es necesario indicar cuál es la naturaleza de la misma. Existen varios tipos de vibraciones que pueden clasificarse atendiendo a diferentes criterios. Algunas de las clasificaciones más comunes, basadas en la referencia [7], son:

- Vibraciones libres y forzadas

Se habla de vibración libre cuando un sistema, después de una perturbación, se deja oscilando por sí solo, sin que sobre él actúen fuerzas exteriores. El ejemplo típico de esto es el péndulo libre.

Si este mismo sistema está sujeto a fuerzas exteriores, la vibración resultante se conocerá como vibración forzada. Ejemplo de esto es la vibración que se produce en los motores diésel.

- Vibraciones amortiguadas y no amortiguadas

Si no se producen pérdidas de energía o disipaciones debidas a la fricción u otras resistencias durante la oscilación, se denomina vibración no amortiguada.

Sin embargo, si se producen pérdidas de energía de este tipo, la vibración se conoce como amortiguada.

- Vibraciones lineales y no lineales

Si los componentes básicos de un sistema vibratorio (masa, elasticidad y amortiguación) se comportan linealmente, la vibración resultante se llama vibración lineal. Por otro lado, si alguno de estos componentes no se comporta linealmente, la vibración será no lineal. En el caso de que la vibración sea lineal se puede utilizar el principio de superposición y por tanto, las técnicas de análisis matemáticas serán más sencillas.

No obstante, si el sistema no es lineal el principio de superposición no se puede utilizar, y por tanto, el análisis matemático será muy complejo. Se ha demostrado que todos los sistemas vibratorios tienden a no tener linealidad cuando aumenta la amplitud de oscilación, por lo que es necesario tener un conocimiento previo de las vibraciones no lineales, si se estudian sistemas vibratorios reales.

- Vibraciones deterministas o aleatorias

Una excitación es determinista si el valor de la magnitud de excitación actuando sobre un sistema oscilatorio se conoce.

Por otro lado, en algunas ocasiones la excitación no es determinista, es decir, es aleatoria y el valor de la excitación no podrá ser predicho en todo el dominio del tiempo. Ejemplos claros de excitación que producen vibraciones aleatorias son los terremotos, el viento o las rugosidades de las carreteras.

Atendiendo a las clasificaciones anteriores y como ejemplo ilustrativo podemos clasificar las siguientes vibraciones (Figura II.2):

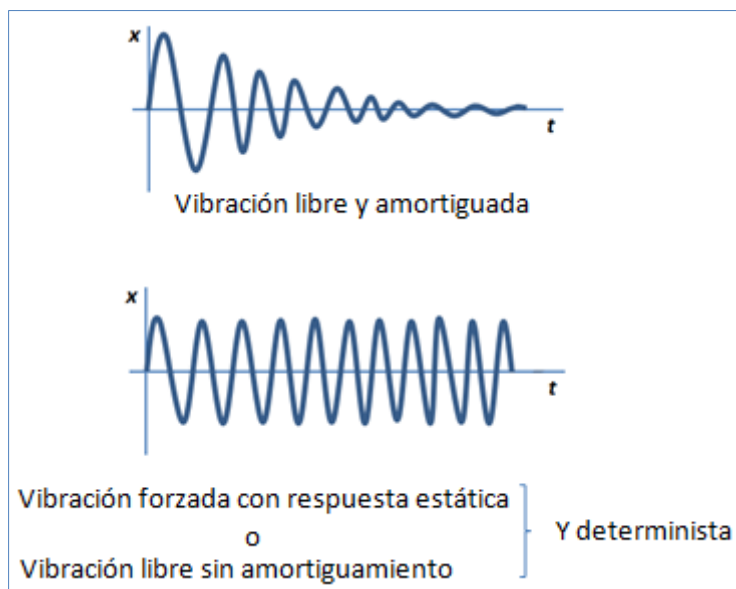


Figura II.2.- Ejemplo de clasificación de vibraciones

### II.2.3.- Definiciones, conceptos, terminología y símbolos de las vibraciones

En este apartado se explican algunos de los conceptos más comunes referidos a la teoría de vibraciones. El objetivo es comprender mejor los razonamientos expuestos en este trabajo. Las ideas más importantes son:

- Movimiento vibratorio armónico simple (m.v.a.s)

Es el tipo de oscilación periódica y no amortiguada más simple. Su desplazamiento en el tiempo puede representarse con una curva de tipo senoidal. Un ejemplo de ello es una masa conectada a un resorte.

- Amplitud de onda (A)

Se puede definir como el valor máximo de una partícula medido respecto a la posición de equilibrio. Esta variación se mide en unidades de longitud en una onda mecánica o vibración.

- Periodo de oscilación (T)

Es el intervalo de tiempo que tarda una partícula en completar un ciclo, es decir, en pasar por la misma posición. Se mide en segundos (s).

- Ángulo de fase ( $\phi$ )

El ángulo de fase indica el valor inicial de la onda en una función senoidal.



- Frecuencia ( $\omega$  ó  $f$ )

Puede expresarse como la inversa del periodo ( $f$ ). Por lo tanto, es el número de ciclos por segundo medidos en hertzios (Hz). Sin embargo, también puede ser expresada como frecuencia angular ( $\omega$ ), y en este caso se medirá en radianes por segundo.

$$f = 1/T \quad \omega = 2\pi f$$

- Frecuencia de excitación

La frecuencia de excitación se refiere a la que se proporciona al sistema debido a una acción exterior que varía armónicamente y según la cual, el mismo, se comporta de forma diferente dependiendo de su naturaleza.

- Frecuencia natural ( $\omega_n$  ó  $f_n$ )

La frecuencia natural de un sistema es la frecuencia a la que tiende este a oscilar en ausencia de amortiguaciones y fuerzas exteriores. Este concepto es muy importante en el Análisis Modal, ya que es uno de los parámetros modales.

- Frecuencia natural amortiguada ( $\omega_d$  ó  $f_d$ )

La explicación es la misma que para la frecuencia natural. La diferencia es que en este caso el sistema estará amortiguado. La amortiguación causa una disminución progresiva de la amplitud de la vibración en el tiempo. La fuerza de amortiguación suele ser proporcional a la velocidad del sistema  $F=c\dot{x}$ , donde  $c$  es el coeficiente de amortiguamiento expresado en Ns/m.

Se relaciona la frecuencia natural con la amortiguada de la siguiente manera:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

Donde  $\xi$  es el factor de amortiguamiento.

- Velocidad de propagación de una onda

Es la velocidad a la que se propaga una onda dependiendo del medio en el que lo haga.

- Velocidades críticas

Es el término que se utiliza en referencia a los puntos donde se produce una resonancia en ejes rotativos o discos. Por ejemplo, la velocidad crítica en una turbina se produce cuando se igualan la velocidad de rotación con una de las frecuencias naturales de la turbina.

- Resonancia

La resonancia es uno de los fenómenos más importantes cuando se estudia la vibración. Se produce cuando se igualan la frecuencia de excitación con la frecuencia natural del sistema. Si se da la anterior afirmación la amplitud de la vibración aumentará con el tiempo. Esto puede ser muy peligroso ya que se producen elevados esfuerzos. Entonces, si las condiciones de resonancia se mantienen, el sistema vibrará de forma violenta, incluso produciendo sonido, y finalmente colapsará. Por ello, es importante conocer las frecuencias naturales de un sistema para evitar en lo posible que se produzca este fenómeno. La forma más fácil de hacerlo es obteniendo un diseño en el que las frecuencias de excitación sean bastante menores que las frecuencias naturales. Entonces ese sistema será seguro [8].

- Coeficiente elástico o rigidez

Es el factor de proporción que en un sistema relaciona la fuerza con su desplazamiento. Se suele medir en N/m.

- Grados de libertad de un sistema (g.d.l.)

En un sistema mecánico, los grados de libertad son la cantidad de coordenadas con parámetros independientes que se necesitan para describir la posición de un sistema en cada instante.

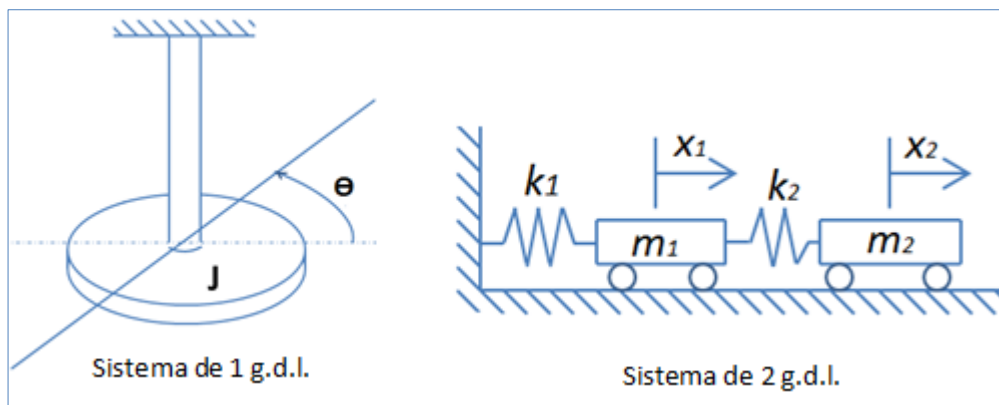


Figura II.3.- Ejemplo de sistemas con diferentes g.d.l

- Sistemas discretos y continuos

Si un sistema es sencillo, puede representarse con un número finito de grados de libertad. Pero muchos sistemas, especialmente aquellos en los que interviene la elasticidad, tienen que modelarse con un número de grados de libertad infinito. Por ejemplo, una viga tiene un número infinito de puntos de masa y por lo tanto se necesitan un número infinito de g.d.l. que definen la curva de deformación de la misma.

Entonces, se definen sistemas discretos a aquellos que tienen un número finito de g.d.l. y sistemas continuos a aquellos que necesitan ser definidos con infinitos g.d.l.

Al ser más sencillo el estudio de sistemas discretos se intenta discretizar un sistema continuo. Si éste se modelase con infinitos g.d.l. se obtendrían resultados exactos del mismo; pero como a veces es imposible, se busca utilizar el mayor número de g.d.l. posible para obtener un resultado más aproximado. Sin embargo, en este caso, el tiempo de cálculo aumentará de forma considerable.

- Modos de vibración

Son las formas que tiene de vibrar un sistema en ausencia de acciones exteriores, es decir, son los posibles movimientos armónicos que puede tener un sistema en condiciones libres. Es importante determinarlos, ya que en un sistema de  $N$  grados de libertad cada modo natural de vibración tiene una frecuencia natural asociada.

- Nodos

Los nodos son los puntos del sistema en los que hay ausencia de vibración y, por tanto, en estos puntos no se produce un desplazamiento desde la posición de equilibrio. Los nodos aparecen en sistemas de varios g.d.l.

- Antinodos

Contrariamente a los nodos, los antinodos son aquellos puntos del sistema donde el desplazamiento es el mayor posible.

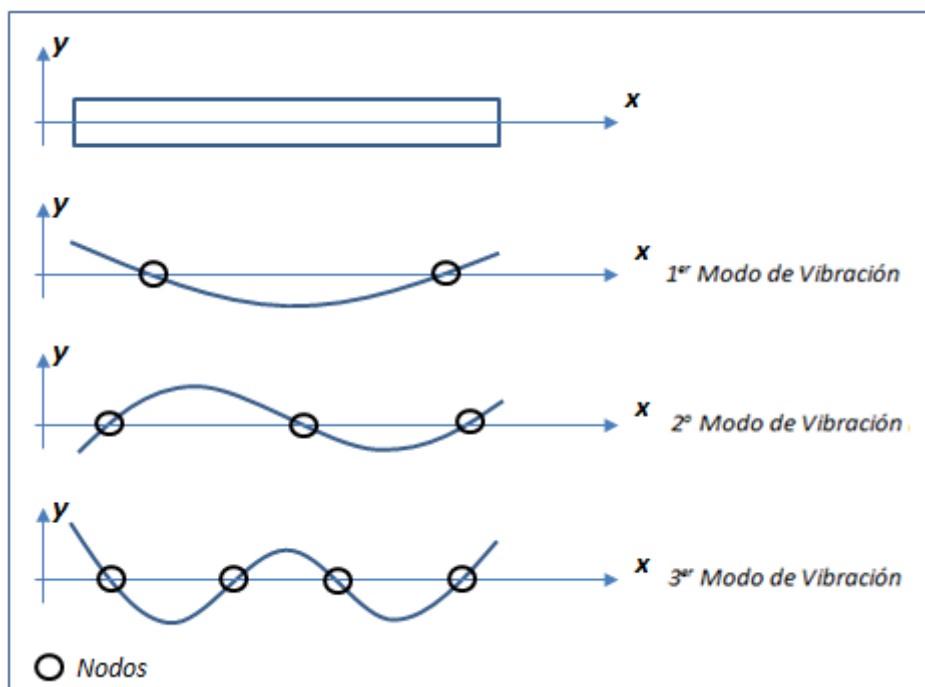


Figura II.4.- Modos de vibración y nodos de una viga en condición libre

*Nota: Referencias utilizadas en este apartado: [9-11]*

### II.3.- Modelado teórico de sistemas de vibración en el Análisis Modal

Para poder estudiar un sistema teóricamente primero debe definirse su modelo analítico, después plantear el modelo matemático correspondiente y finalmente resolverlo. El modelo analítico es una aproximación del real, pero debe representarlo de la forma más exacta posible. Sin embargo, también debe ser sencillo para poder analizarlo matemáticamente. En general, la mayoría de los sistemas reales son complejos y por tanto deben modelizarse realizando simplificaciones. La complejidad aparece al simplificarlo manteniendo las propiedades del mismo con el objetivo de obtener unos resultados “reales”.

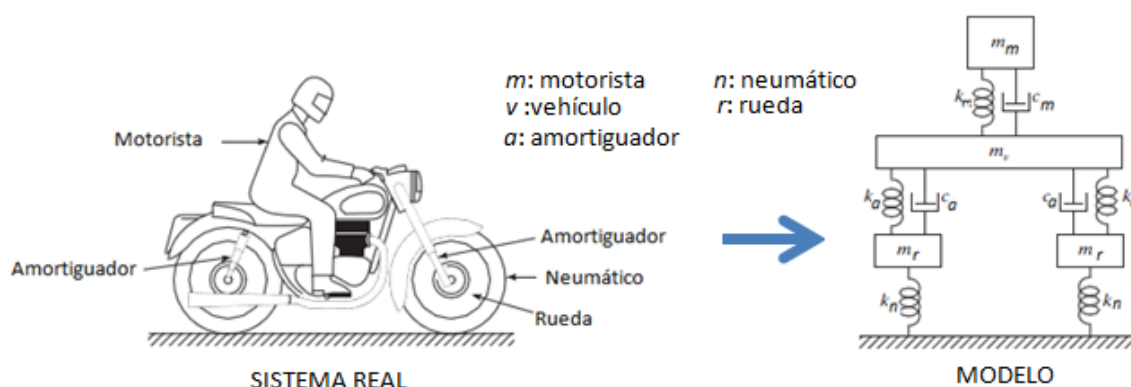


Figura II.5.- Ejemplo de modelo de una motocicleta[7]

Antes de comenzar un análisis detallado es aconsejable establecer una serie de pasos, denominados “ruta teórica” del análisis de vibraciones.

- Primero se describen las propiedades físicas del sistema, como pueden ser su masa, amortiguación o rigidez, se define así el *Modelo Espacial*.
- Después se realiza el Análisis Modal del *Modelo Espacial* para así conocer el comportamiento de la estructura obteniendo alguno o todos los parámetros modales (modos de vibración, frecuencias naturales y factores de amortiguamiento modal). De esta forma se consigue el *Modelo Modal*.
- Finalmente, se analiza cómo responde el sistema ante excitaciones exteriores conocidas. Dicha respuesta no depende únicamente de las propiedades de la estructura, sino también de las acciones a las que está sometida. Por ello, es importante elegir cómo se excita el sistema, escogiendo un método apropiado. Tras ello, se compara la señal de salida con la de excitación obteniendo la función de respuesta a frecuencia (FRF). De esta forma se especifica el *Modelo de Respuesta* [3].

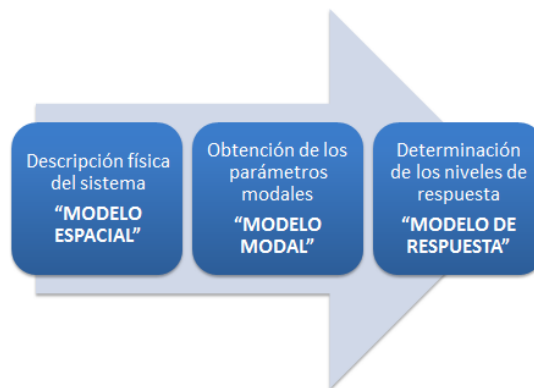


Figura II.6.- “Ruta teórica” del análisis de vibraciones[3]

Cuando se realiza un Ensayo Modal, se siguen los mismos pasos, pero en sentido inverso.

### II.3.2.- Sistemas de 1 grado de libertad

Pocos sistemas pueden definirse con modelos de un solo grado de libertad. Sin embargo, es importante estudiarlos, ya que algunos sistemas complejos con múltiples grados de libertad pueden modelarse como una superposición lineal de sistemas de 1 g.d.l.

Para modelar un sistema de 1 g.d.l. se sigue la “ruta teórica” previamente explicada.

#### II.3.2.1.- Modelo Espacial de un sistema de 1 g.d.l.

Se representa esquemáticamente un sistema de 1 g.d.l. como se muestra en la figura II.7. Éste se define por la variable de desplazamiento  $x(t)$ .

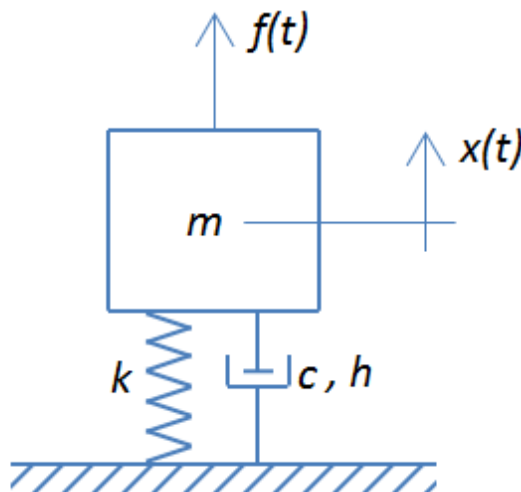


Figura II.7.- Modelo básico de un sistema de 1 g.d.l.

Los componentes básicos son:

- Masa (m)

En ella se concentra toda la masa del sistema. Si se aplica la 2ª Ley de Newton fuerza y masa se relacionan de la siguiente manera:

$$f_m = m\ddot{x} \quad (1)$$

- Resorte (k)

Elemento elástico en el que se almacena la energía potencial elástica. Si este elemento es lineal la fuerza aplicada sobre el mismo es proporcional al desplazamiento relativo entre sus extremos y están relacionados por la constante de rigidez  $k$ .

$$f_e = kx \quad (2)$$

Si el sistema está amortiguado hay que evaluar las fuerzas disipativas resultantes.

- Elemento disipador

Este elemento actúa en el sistema disipando la energía de vibración, transformándola por ejemplo en calorífica o sonora. Puede ser de tres tipos [12]:

- Amortiguamiento viscoso: es el elemento más utilizado en el modelado de sistemas vibratorios. La amortiguación se produce por la fricción de un fluido, la fuerza de amortiguamiento es proporcional a la velocidad, estando relacionados por una constante denominada coeficiente de amortiguamiento viscoso ( $c$ ).

$$f_d = c\dot{x} \quad (3)$$

- Amortiguamiento de Coulomb: también conocido como amortiguamiento de fricción seca. En este tipo de amortiguador las fuerzas de rozamiento que intervienen son independientes de la amplitud y vibración de la frecuencia. Estas fuerzas actúan en sentido opuesto al movimiento de la masa y la magnitud es esencialmente constante.

$$f_d = \mu N \quad (4)$$

- Amortiguamiento histerético o estructural: en los sistemas reales no se dan las condiciones de amortiguamiento viscoso. Cuando los materiales son deformados, la energía se disipa dentro del propio material debido a la fricción interna causada por el deslizamiento entre planos internos del material. Esta

deformación causa un ciclo de histéresis que muestra las pérdidas energéticas en carga y descarga en un material no perfectamente elástico.

### II.3.2.2.- Tipos de Modelo Espacial en función de la amortiguación del sistema

No todos los sistemas están formados por los mismos componentes, es decir, el Modelo Espacial no siempre es el mismo. Por ello, antes de estudiar un sistema conviene diferenciarlo según sea su naturaleza, describiendo así diferentes clases de modelos.

#### II.3.2.2.1.- Sistema no amortiguado

Es en el que no existen fuerzas disipativas. Este tipo de sistemas puede formularse con la siguiente ecuación diferencial (en vibraciones libres y 1 g.d.l.):

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (5)$$

#### II.3.2.2.2.- Sistema con amortiguamiento viscoso

En este caso además de la fuerza elástica que se opone al movimiento existe una fuerza de amortiguación. La ecuación diferencial de este tipo de sistemas en vibraciones libre será:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (6)$$

De la misma manera puede describirse el modelo matemático de un sistema con amortiguamiento de Coulomb o estructural, teniendo en cuenta la expresión de las fuerzas de amortiguación para cada uno de ellos.

#### II.3.2.3.- Modelo Modal de un sistema de 1 g.d.l.

Para obtener el modelo Modal de un sistema de 1 g.d.l. hay que resolver la ecuación diferencial que rige su comportamiento. Solucionando la ecuación se obtienen los parámetros modales del sistema, que en este caso serán un único modo de vibración, con una frecuencia asociada y el factor de amortiguamiento. Para obtener esta solución en un sistema amortiguado viscosamente en vibraciones libres (ausencia de fuerzas exteriores) se procede de la siguiente forma:

Se parte de la ecuación de comportamiento de este sistema definida anteriormente:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (7)$$

Siendo una ecuación diferencial lineal homogénea de segundo orden, la solución puede escribirse:

$$x(t) = Ce^{\lambda t} \quad (8)$$

Donde C y  $\lambda$  son constantes que hay que determinar sustituyendo en la ecuación diferencial:

$$C(m\lambda^2 + c\lambda + k) = 0 \quad (9)$$

Sus raíces son:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (10)$$

Donde la frecuencia natural es  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

También es necesario definir el amortiguamiento crítico  $c_c$ , ya que el sistema varía en función de que las raíces obtenidas sean complejas o no. El amortiguamiento crítico es el valor para el cual el coeficiente de amortiguamiento hace que las raíces de la ecuación característica sean iguales (raíz doble):

$$c_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n \quad (11)$$

En todo sistema amortiguado se define un factor de amortiguamiento que es la relación entre el coeficiente de amortiguamiento y el amortiguamiento crítico:

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (12)$$

Sustituyendo estos valores en las raíces se obtiene:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} = \omega_n (-\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1}) \quad (13)$$

La frecuencia natural amortiguada es:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (14)$$

Sustituyendo en la solución general de la ecuación diferencial el valor de las raíces se obtiene:

$$x(t) = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} = C_1 e^{\omega_n (-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}) t} + C_2 e^{\omega_n (-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) t} \quad (15)$$



La naturaleza de esta solución depende del amortiguamiento. Si el factor de amortiguamiento es 0 se obtiene una vibración no amortiguada, pero si el factor es diferente a 0 el sistema podrá estar subamortiguado ( $\xi < 1$ ), críticamente amortiguado ( $\xi = 1$ ) o sobreamortiguado ( $\xi > 1$ ).

#### II.3.2.4.- Modelo de Respuesta de un sistema de 1 g.d.l

Se utiliza la función de respuesta en el dominio de la frecuencia (FRF) para definir el Modelo de Respuesta de un sistema. En este modelo, el espectro de la salida  $X(\omega)$  se expresa como el espectro de entrada  $F(\omega)$  multiplicado por la función de transferencia  $H(\omega)$  o FRF. La FRF, por lo tanto, relaciona la entrada con la salida en el dominio de la frecuencia.

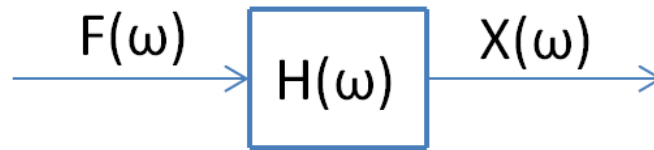


Figura II.8.- Diagrama de la FRF

Si en el sistema anterior se considera una excitación armónica  $f(t) = Fe^{i\omega t}$  de amplitud  $F$  y frecuencia  $\omega$ , la ecuación se expresa de la siguiente forma:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (16)$$

La solución particular de la ecuación diferencial es:  $x(t) = Xe^{i\omega t}$  donde  $X$  es la amplitud de la respuesta y cuyo valor se obtiene sustituyendo la ecuación diferencial para condiciones iniciales (tiempo y posición de valor 0).

$$(-m\omega^2 + ic\omega + k)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (17)$$

$$Z(\omega)X(\omega) = F(\omega) \quad (18)$$

Donde  $Z(\omega)$  es la rigidez dinámica.

La función de transferencia  $H(\omega)$  es la inversa de la rigidez dinámica:

$$FRF = H(\omega) = \frac{1}{-m\omega^2 + ic\omega + k} = \frac{1}{(k - m\omega^2) + ic\omega} \quad (19)$$

$$|H(\omega)| = \frac{1}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (20)$$

Si  $c$  es nulo entonces la FRF tenderá al infinito para la  $\omega \rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

#### II.3.2.4.2.- Formas alternativas de la FRF

En el apartado anterior se ha definido la FRF como el cociente entre los espectros de salida y de entrada, teniendo en cuenta que el espectro de la salida es un desplazamiento. Pero, a veces, como salida se obtiene un espectro de velocidad o aceleración. En la siguiente tabla se muestra la nomenclatura según cuál sea la naturaleza de la FRF:

Tabla II.1.- Denominación de la FRF y su inversa en función del parámetro de respuesta

Parámetro de respuesta (R)	FRF (R/F)	Inversa FRF (F/R)
Desplazamiento	Receptancia Admitancia Flexibilidad Dinámica	Rigidez Dinámica
Velocidad	Movilidad	Impedancia Mecánica
Aceleración	Acelerancia o Inertancia	Masa Aparente

Donde:

La Movilidad es:  $|Y(\omega)| = \omega|H(\omega)|$

La Acelerancia es:  $A(\omega) = -\omega^2 H(\omega)$

#### II.3.2.4.3.- Representación de la FRF

La FRF es difícil de representar gráficamente, ya que tiene una parte real y otra compleja (frecuencia más dos partes de la función compleja), que no pueden ser representadas en un gráfico normal x-y.

Las cuatro representaciones más utilizadas son:

- Módulo de la FRF vs. Frecuencia y Fase vs. Frecuencia, es decir, el Diagrama de Bode de amplitud y fase.
- Parte Real de la FRF vs. Frecuencia y Parte Imaginaria vs. Frecuencia
- Parte Real (de la inversa de la FRF) vs. Frecuencia (o Frecuencia<sup>2</sup>) y la Parte Imaginaria (de la inversa de la FRF) vs. Frecuencia.
- Parte Real de la FRF vs. Parte Imaginaria de la FRF, es decir, el Diagrama de Nyquist.

Cada gráfico tiene unas ventajas y desventajas, se utiliza uno u otro dependiendo de qué datos quieren obtenerse.

#### II.3.3.- Sistemas de N grados de libertad

Prácticamente ningún modelo real puede representarse con un único g.d.l., sino que será necesario utilizar varios g.d.l. para poder acercarse de forma más precisa a la naturaleza del sistema. Para relacionar cada uno de los sistemas simples con N coordenadas independientes, en los que se subdivide el modelo, es necesario utilizar vectores y matrices.

Se explicará cómo se modelan estos sistemas, ejemplarizándolo con un sistema de 2 g.d.l. con amortiguamiento viscoso. También se sigue la “ruta teórica” de la misma manera que en los sistemas de un g.d.l., pero en este caso los cálculos son más complejos.

### II.3.3.1.- Modelo Espacial de un sistema de N g.d.l.

En el sistema de la figura de dos grados de libertad las componentes físicas se expresan en forma matricial, siendo el modelo matemático el siguiente:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (21)$$

Donde:

$[M]$  matriz de masa o de inercia

$[C]$  matriz de amortiguación

$[K]$  matriz de rigidez

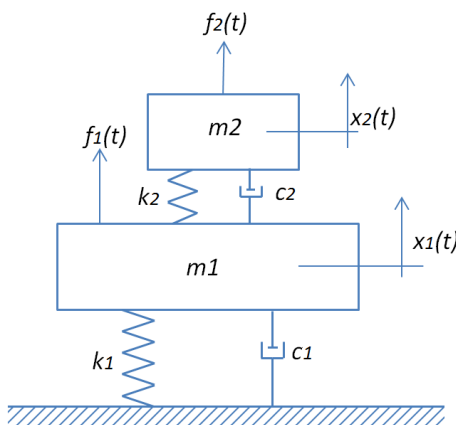


Figura II.9.- Modelo básico de un sistema de 2 g.d.l.

Los vectores y matrices de estos sistemas tienen la siguiente forma:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}; [K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}; [C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\{f(t)\} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{Bmatrix}; \{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix}$$

### II.3.3.2.- Modelo Modal de un sistema de N g.d.l.

Para obtener los parámetros modales del sistema es necesario resolver esta ecuación matricial diferencial. En este tipo de sistemas se obtiene un modo de vibración (vector propio) con una frecuencia natural (valor propio) asociada. Si el sistema tiene n g.d.l. tendrá n modos de vibración.

El resultado puede expresarse en dos matrices de dimensiones NxN:

$[\cdot \cdot \omega_r^2 \cdot \cdot]$  Matriz de valor propio o de frecuencia natural al cuadrado

$[\Psi]$  Matriz de vector propio o de deformadas modales

Las matrices obtenidas en el Modelo Modal tienen propiedades importantes de cálculo. La más importante es la Propiedad de Ortogonalidad, imprescindible para obtener el Modelo de Respuesta. Esta propiedad se muestra en la referencia [3].

### II.3.3.3.- Modelo de Respuesta de un sistema de N g.d.l.

Si se considera que el sistema es excitado armónicamente con fuerzas de la misma frecuencia, pero con diferentes amplitudes y fases:

$$\{f(t)\} = \{F\}e^{i\omega t} \quad (23)$$

y una solución de la forma:

$$\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t} \quad (24)$$

La matriz de Movilidad para un sistema con amortiguamiento viscoso es:

$$[H(\omega)] = \frac{1}{-[M]\omega^2 + [C]i\omega + [K]} \quad (25)$$

#### II.3.3.3.1.- Interpretación física de la matriz de Movilidad

La amplitud de la respuesta en la coordenada 'i' se puede reducir a:

$$X_i = h(\omega)_{i1}F_1 + h(\omega)_{i2}F_2 + \dots + h(\omega)_{in}F_n \quad (26)$$

Si solo hay una fuerza de excitación  $F_j$

$$h(\omega)_{ij} = \frac{X_i}{F_j} ; \text{ siendo } F_r = 0 \text{ para } r = 1, 2, \dots, n \text{ y } r \neq j \quad (27)$$

Entonces  $h(\omega)_{ij}$  es el elemento de la matriz  $[H(\omega)]$  que muestra el valor de la FRF cuando el sistema sólo tiene una fuerza aplicada en la coordenada 'j' y se mide la respuesta en la coordenada 'i'.

Al igual que en los sistemas de 1 g.d.l., la FRF tiene formas alternativas que también son la Acelerancia y Movilidad. De igual forma se puede representar en diferentes gráficas atendiendo a los datos que queremos obtener. En estos gráficos aparecen varias resonancias, ya que el sistema tiene más de un g.d.l.

*Nota: Referencias utilizadas en sistemas de 1 y N g.d.l.: [1, 3, 5, 12].*

## Capítulo III | TEORÍA DEL ENSAYO MODAL

Antes de llevar a cabo cualquier experimento es conveniente estudiar la base teórica del mismo para comprender la naturaleza de los datos obtenidos. También, es necesario conocer a fondo los distintos tipos de ensayo para poder elegir el más afín al estudio. Así mismo, es esencial seguir una serie de pasos que establezcan un procedimiento experimental estructurado y ordenado.

En un ensayo modal se parte de dos posibles tipos de mediciones de la vibración, dependiendo de los parámetros que se obtengan:

- Uno en el que sólo se toman datos de un parámetro (normalmente de la respuesta).
- Otro, en el que se miden los datos tanto de la entrada como de la salida.

Estos parámetros se relacionan de la siguiente manera:

$$EXCITACIÓN \times PROPIEDADES DEL MODELO = RESPUESTA$$

Por lo tanto, si no se miden al menos dos de estos parámetros es imposible determinar el tercero. Por ejemplo, si solo se toman datos de la señal de respuesta no puede identificarse, de manera correcta, si se produce un pico en la señal debido a una resonancia en el sistema o a la aparición de una fuente de excitación mayor.

Entonces, para realizar este tipo de ensayos se miden tanto los parámetros de entrada como los de salida, para así poder determinar las propiedades del modelo.

Tanto las mediciones de entrada como las de respuesta pueden tomarse en un solo punto o en varios, denominando a los ensayos según este criterio: SISO (“single-input, single-output”), MISO (“multiple-input, simple-output”), SIMO (“single-input, multiple-output”) o MIMO (“multiple-input, multiple-output”).[3]

### III.1.- Sistema básico de medida

Todos los ensayos se basan en una estructura básica compuesta por tres componentes básicos:

- Un mecanismo de excitación que comunica una señal a la estructura.
- Un sistema transductor encargado de medir los parámetros del ensayo.
- Un analizador, que permite extraer la información de las señales medidas.

Estos componentes pueden subdividirse en varios elementos o son acompañados por otros [3].

#### III.1.1.- Excitador

Para excitar un sistema y ponerlo en vibración existen diferentes métodos que caracterizan el ensayo. Los más utilizados para obtener unos resultados precisos son los excitadores de vibración o *shakers* y los martillos de impacto.

### III.1.2.- Tipo y fuente de la señal de excitación

El tipo de señal de excitación depende de cuál sea la fuente. Un mismo excitador puede poner en vibración a una estructura con diferentes tipos de señales, que pueden ser de varios tipos y proporcionadas por diversos instrumentos:

- Sinusoidales (con un oscilador).
- Periódicas (con un generador de señales capaz de producir frecuencias determinadas).
- Aleatorias (con un generador de ruido).
- Señales de impulso (que pueden ser aplicadas con un generador de pulsos o un impacto con un martillo).

### III.1.3.- Amplificador de potencia

Este componente es necesario para amplificar las señales provenientes de los transductores para poder analizar la señal.

### III.1.4.- Transductores

Estos elementos son esenciales para medir tanto las excitaciones como las respuestas de nuestro sistema. Son los encargados en transformar la energía de entrada en otra diferente.

### III.1.5.- Amplificadores de acondicionamiento de señal

Estos amplificadores deben acondicionar la señal, es decir, convertirla, modificar el nivel de la misma y si es necesario filtrarla y linealizar la respuesta.

### III.1.6.- Analizador

Cuya función es la de medir las señales proporcionadas por los transductores para comprobar la magnitud de las fuerzas de excitación y respuesta. Se puede decir que es como un voltímetro, pero muy sofisticado. Al igual que los demás componentes, existe un amplio rango de analizadores que dependen de la naturaleza de la señal de medida.

### III.1.7.- Ordenador o controlador

Este elemento es uno de los más importantes, ya que sirve de conector entre el operador que realice el ensayo con el analizador. Puede ser configurado con varios niveles de memoria, métodos de visualización y almacenamiento. En él se instala el software del Análisis Modal.

### III.2.- Soporte de la estructura (condiciones de contorno)

Cuando se hace un ensayo en una estructura es esencial estudiar cómo estará soportada y qué grados de libertad externos serán restringidos. Esto es muy importante, ya que afecta de forma considerable a las características de la estructura y por lo tanto a la respuesta en frecuencia. Puede decirse que es un paso indispensable si se van a hacer posteriores análisis de la estructura, si se va a comparar la misma con modelos teóricos (MEF) o si esta estructura va a estar unida a otras.

Estas condiciones de contorno son fáciles de estudiar analíticamente, pero cuando su implementación se traslada a la realidad la complejidad aumenta. Cuando se analiza teóricamente cómo está una estructura soportada, se puede suponer que está totalmente o nada restringida. Sin embargo, en la realidad es prácticamente imposible conseguir estas condiciones.

Que una estructura esté en condición de libertad quiere decir que está flotando en el espacio sin ser soportada por ningún otro elemento, comportándose como un cuerpo rígido con seis modos de vibración de 0 Hz, por ejemplo un avión. Pero, una estructura debe soportarse de alguna manera, por lo cual, para aproximarse a la idea de sistema libre se puede suspender la estructura con bandas muy elásticas. También puede utilizarse una especie de cojín de espuma que soporte la estructura de forma suave. Se observa que al usar estas técnicas de soporte “libres” la estructura tendrá alguno de sus grados de libertad parcialmente restringidos y los modos del sólido rígido no serán exactamente 0.

Sin embargo, al utilizar estos soportes de baja rigidez las frecuencias del sólido rígido se aproximan a 0 o son mucho menores que la de los otros modos de la estructura. Para que una estructura esté en condición de libertad se aplica una norma: “la frecuencia del sólido rígido más alta debe ser al menos un décimo de la del primer modo de vibración de la estructura”.

Por otro lado, la estructura puede estar restringida en uno o todos sus grados de libertad externos (desplazamientos y rotaciones). Al igual que la condición de libertad, las estructuras con grados de libertad externos anulados son fáciles de estudiar analíticamente. Pero, en la realidad, estos grados de libertad restringidos nunca lo están totalmente, siempre muestran una ligera flexibilidad en ellos. Por ello, implementar este concepto en la realidad es muy difícil. Para remediar este problema se puede medir la respuesta de la estructura justo en los puntos restringidos, verificando así que la respuesta en estos puntos es bastante menor que en otras partes de la estructura.

La elección de cómo estará soportada la estructura depende de la misma, no quiere decir que un método sea mejor que otro. Por ejemplo, si se quiere soportar una máquina de cientos de toneladas es imposible hacerlo en condiciones de libertad [13].

### III.3.- Excitación de la estructura

Para poder medir la FRF, la estructura debe estar excitada por una fuerza dinámica que pueda ser medida. La señal de dicha fuerza puede tener diferentes formas de onda.

La elección de la forma de onda de la excitación es muy importante. Debe hacer vibrar la estructura en un amplio rango de frecuencias para excitar el sistema en los rangos que interesen.

Por ello, deben tenerse ciertas consideraciones antes de escoger la forma de la señal de excitación, como pueden ser: la aplicación, el control del espectro, si el comportamiento de la estructura es lineal o no, la velocidad del ensayo o el equipo disponible para realizar el experimento.

Las fuentes de excitación de vibraciones más utilizadas en el Ensayo Modal son [3]:

#### III.3.1.- Excitadores de vibración, vibradores o 'shakers'

Estos dispositivos son utilizados para inducir una vibración forzada en una estructura, permitiendo obtener las características dinámicas o ensayar materiales a fatiga. Pueden ser de varios tipos como mecánicos, electromagnéticos o hidráulicos.

- Vibradores mecánicos

Este tipo de excitador utiliza masas en rotación fuera de equilibrio, capaces de generar una fuerza determinada a distintas frecuencias. El rango que pueden cubrir es pequeño y su control es complejo.

- Vibradores electromagnéticos

Se basan en la aplicación de fuerzas electromagnéticas en la estructura para ponerla en vibración. En este caso sin ningún tipo de contacto físico directo. El control de las vibraciones generadas por este tipo de dispositivos también es complejo. Son muy usados cuando se ensayan máquinas en rotación.

- Vibradores hidráulicos

Se accionan de forma hidráulica siendo su funcionamiento más complejo que los anteriores. La principal ventaja de este tipo de agitador es que pueden excitar una estructura al mismo tiempo que le aplican una carga constante. Sin embargo, no cubren un amplio rango de frecuencias y son bastante más caros.

##### III.3.1.1.- Fijación del excitador de vibraciones a la estructura

El vibrador debe estar unido a la estructura para que la fuerza de excitación actúe sólo en un punto predeterminado de la misma y en la dirección deseada. La estructura debe tener liberados los otros cinco grados de libertad en ese punto.



Una técnica de fijación muy utilizada es aquella en la que se conecta el transductor de fuerza mediante una varilla de empuje delgada o “aguijón”. Este tipo de fijación tiene una alta rigidez axial pero muy baja rigidez transversal y rotacional, por lo que se obtiene un buen control de la dirección de la excitación. El “aguijón” actúa como una resistencia entre la estructura y el excitador protegiendo a ambos y al transductor de sobrecargas destructivas.

### **III.3.2.- Liberación Repentina**

Este método es menos usado, pero a veces es la única opción posible. El ámbito en el que más se usa es en la ingeniería civil, donde la mayoría de las estructuras son de grandes dimensiones. Se aplica una carga estática de gran magnitud en la estructura, habitualmente con un cable en tensión hasta que se adquiere una deformación buscada; entonces, se libera la carga y la estructura entra en vibración hasta que vuelve a la posición de equilibrio. La fuerza a la que se somete la estructura se mide con galgas extensiométricas para, posteriormente, poder obtener la FRF.

### **III.3.3.- Excitación magnética sin contacto**

A veces, es necesario que no exista contacto entre la fuente de excitación y la estructura. Esto se puede conseguir mediante fuerzas magnéticas. Un requisito imprescindible para este tipo de ensayo es que la estructura sea magnética, si no es necesario colocar un elemento magnético en el punto de la estructura donde vayan a ser aplicadas las fuerzas. Este tipo de excitación puede conseguirse con cojinetes magnéticos activos (AMBs). Es muy utilizado para estructuras rotativas.

### **III.3.4.- Excitadores de base**

Hay algunos ensayos del comportamiento de estructuras sometidas a vibración en las que es necesario ver cómo evolucionan las oscilaciones que se producen en su base. El ejemplo más común de este uso es el estudio de edificios. Una base de excitación soporta la estructura, la cual representa el suelo. Se usa bastante en la simulación de terremotos.

### **III.3.5.- Excitación de impacto con martillo**

Es uno de los métodos de excitación más utilizado debido a la sencillez del experimento y a que el equipo utilizado es barato. Este tipo de ensayo consiste en aplicar una fuerza sobre un punto de la estructura en un corto periodo de tiempo, asemejándose a una excitación de pulso.

Este ensayo es muy simple porque para producir la excitación se utiliza un martillo instrumentado que tiene, en el lugar con el que se golpea, un transductor de fuerza que recoge la señal de entrada. La fuerza del impacto la controla el operario que hace el ensayo. También se le pueden añadir contrapesos para aumentar o disminuir esa fuerza. Así mismo, los martillos disponen de varias puntas con distintas durezas en las que se produce el contacto entre martillo y estructura.

Por último, dependiendo de la estructura deben utilizarse martillos de mayor o menor tamaño, por lo cual existe una amplia gama de los mismos.

### III.3.6.- Otros tipos de excitadores

Existen varios medios para excitar una estructura. Además de los explicados, se utilizan otros métodos como el uso de cohetes, grandes péndulos de impacto o incluso balas. También pueden aprovecharse excitaciones producidas por el ambiente (como puede ser una ola, el viento o la vibración de una carretera).

### III.4.- Obtención de la señal (transductores)

Para obtener las señales, tanto de entrada como de salida, se utilizan transductores. Estos elementos son muy importantes porque son los encargados de transformar la energía de entrada, por ejemplo, la cinética en eléctrica.

Hay infinidad de tipos de transductores capaces de medir tanto fuerzas como otro tipo de parámetros. En este caso, los sensores más utilizados son los transductores piezoeléctricos, aunque también es muy común el uso de galgas extensiométricas y en los últimos años se ha introducido el uso de láseres, siendo el LDV (*Laser Doppler Velocimeter*) el tipo de ensayo por láser más utilizado.

El acelerómetro piezoeléctrico es el más utilizado porque tiene un gran número de aplicaciones [14].

#### III.4.1.- Acelerómetro piezoeléctrico

Este tipo de transductor cubre un amplio rango dinámico y de frecuencias manteniendo linealidad. Es relativamente robusto y fiable, lo que hace que sea muy duradero. Aunque recoja la aceleración puede obtener la velocidad y el desplazamiento proporcional a través de la integración.

El componente más importante de este acelerómetro es el material piezoeléctrico. Suele ser una pieza cerámica ferroeléctrica polarizada artificialmente. Si este componente es sometido a una tensión mecánica, ya sea de tracción o compresión, genera una carga eléctrica proporcional a dicha tensión a través de las caras de sus polos, recogiendo así la magnitud de la aceleración.

Existen diferentes diseños de estos acelerómetros. Las configuraciones más comunes son: de tipo compresivo (si la masa ejerce una fuerza de compresión en el elemento piezoeléctrico) y de tipo cizalla (si la masa ejerce una fuerza de cizalladura en el elemento piezoeléctrico).

##### III.4.1.1.- Tipos de acelerómetros

Existe una amplia gama de acelerómetros, por lo tanto será fácil encontrar uno que se adecúe a las características de ensayo. Se fabrican acelerómetros generales, que pueden utilizarse en la mayoría de aplicaciones.

También se utilizan acelerómetros para experimentos particulares. Por ejemplo acelerómetros de pequeño tamaño para medir frecuencias muy altas o para usarlos en estructuras delicadas, láminas finas... que pueden llegar a fabricarse con pesos bajísimos de décimas de gramos.

Hay otros acelerómetros que son optimizados para diferentes aplicaciones: mediciones simultáneas en varios planos, altas temperaturas, niveles de vibración bajos,...

#### **III.4.1.2.- Características principales de un acelerómetro**

Para elegir un acelerómetro hay que conocer sus características más importantes que son la sensibilidad, masa y rango dinámico.

La sensibilidad es la pendiente de la curva de calibración que relaciona la magnitud de entrada con la de salida. En circunstancias normales la sensibilidad no es un factor importante, ya que con la ayuda de amplificadores se aceptan niveles de señales bajos.

La masa del acelerómetro puede ser muy importante si medimos estructuras muy ligeras. Si la masa del mismo es grande con respecto a la estructura puede alterar los niveles de vibración de la misma. Para evitar esto puede utilizarse la siguiente regla: “la masa del acelerómetro no debe ser mayor que un décimo de la masa dinámica de la parte de la estructura vibrante en la que está montado” [14].

Finalmente, para medir niveles de aceleración muy bajos o muy altos, se debe considerar el rango dinámico del acelerómetro.

#### **III.4.1.3.- Rango de frecuencia medible por el acelerómetro**

Hay que elegir un acelerómetro que cubra el rango de frecuencias de interés del ensayo. Inferiormente este rango está limitado por dos factores:

- El límite de bajas frecuencias a partir del cual el acelerómetro obtiene una buena señal. Esto normalmente no es problemático, ya que, este valor no suele bajar de 1 Hz
- El efecto de las fluctuaciones de la temperatura del ambiente donde se desarrolla el ensayo.

El límite del rango de frecuencias recogidos por el transductor está determinado por la frecuencia de resonancia del propio acelerómetro. Este problema puede evitarse escogiendo un acelerómetro que cubra el mayor rango de frecuencias posibles y utilizando un filtro paso bajo que elimine las señales generadas por esta resonancia.

#### **III.4.1.4.- Posición de montaje del acelerómetro**

La forma en la que se coloca este dispositivo es muy importante. Debe estar montado de tal manera que la dirección de medida en la que queramos tomar la señal coincida con su eje de medición más sensible.

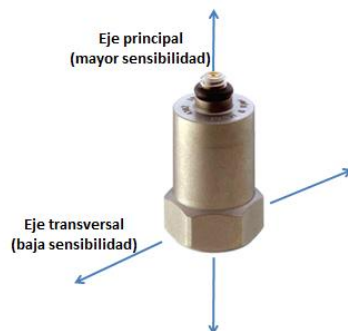


Figura III.1.- Sensibilidad del acelerómetro en función de su posición

La posición del acelerómetro depende de la estructura que se analiza. Debe determinarse dónde estará sujeto y en qué dirección se miden las vibraciones. Actualmente existen acelerómetros triaxiales, capaces de medir con la misma sensibilidad en todo el espacio.

#### III.4.1.5.- Sujeción del acelerómetro a la estructura

La sujeción del acelerómetro a la estructura es uno de los factores más importantes para obtener resultados precisos de la vibración. Si la unión entre la estructura y el transductor no es muy buena se reducirá el valor de la frecuencia de resonancia del sensor, limitando el rango de frecuencias útil.

El montaje más recomendable es el uso de un perno de unión entre estructura y acelerómetro en una superficie lisa, ya que proporciona una unión bastante rígida. Pero como esto no es posible en todos los casos, se pueden utilizar otros métodos de sujeción que influyen de diferente manera en el rango de frecuencias medibles por el acelerómetro.

En la Figura III.2. se muestran algunos de los métodos de sujeción más utilizados:

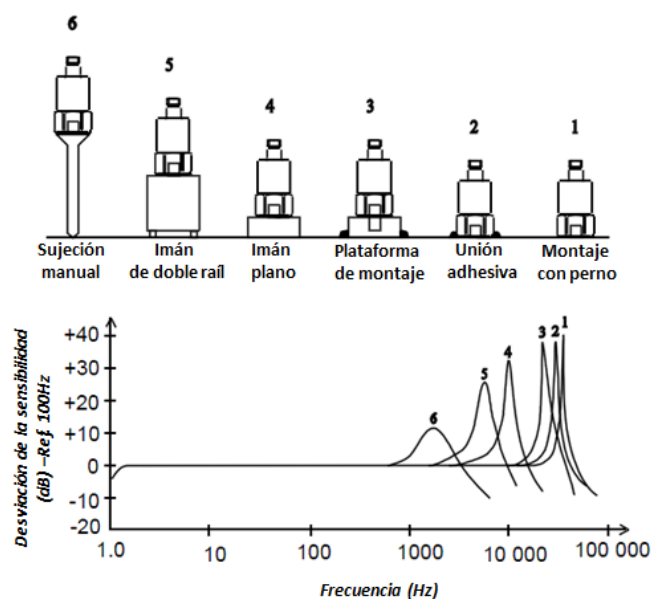


Figura III.2.- Características de respuesta a frecuencia en función de la sujeción [15]

#### III.4.1.6.- Influencias del ambiente en el funcionamiento del acelerómetro

Las mediciones de los acelerómetros pueden verse muy afectadas por el ambiente donde se realice el ensayo, pudiendo llevar a datos erróneos. Los factores más habituales son: la humedad, los cambios de temperatura, posibles radiaciones, tensiones inducidas en la base, ruido acústico, sustancias corrosivas, vibraciones transversales, interferencias electromagnéticas o ruidos triboeléctricos en el cable.

#### III.4.2.- Transductor de fuerza

Además de los acelerómetros, en algunos ensayos es habitual utilizar transductores de fuerza para poder medir la excitación de la estructura. Teniendo en cuenta las señales de entrada y de salida se puede describir la FRF de la estructura.

Estos transductores también utilizan un elemento piezoeléctrico para captar la fuerza y transformarla en una electricidad proporcional cuando es comprimido. Las señales emitidas se miden de la misma manera que las obtenidas de los acelerómetros.

#### III.5.- Técnicas de análisis de la señal (analizadores)

Tras el filtrado, muestreo y digitalización de las señales analógicas, éstas son conducidas a un analizador para su procesamiento y medición, y así, determinar los niveles de excitación y respuesta.

El analizador es un componente básico del sistema de medida de la FRF que necesita instrumentos muy complejos y sofisticados capaces de recoger la información para procesar y analizar de forma correcta las señales obtenidas.

Actualmente se utilizan ordenadores con softwares muy avanzados que permiten realizar el análisis de las señales. No obstante, hay algunos errores que deben corregirse antes de que la señal sea digitalizada, por lo que, si se utilizan ordenadores, debe acondicionarse la señal.

Existen diferentes tipos de analizadores: analógicos (actualmente en desuso) y digitales. Los más utilizados son los analizadores de respuesta a frecuencia y los analizadores de espectro (Fourier) [3].

#### III.6.- Técnicas de procesamiento de la señal mediante un analizador de espectro (FFT)

Las señales medidas con los transductores se obtienen en el dominio del tiempo, pero las propiedades bajo estudio se muestran en el dominio de la frecuencia. Por ello, es necesario transformar el dominio de la señal. Para realizar esta transformación se usa un analizador de espectro y el algoritmo de la FFT (*"Fast Fourier Transform"*) o TRF (*"Transformada Rápida de Fourier"*).

### III.6.1.- FFT

El principio del Análisis de Fourier dice que toda función periódica puede representarse mediante una serie de senos y cosenos. Cuando se analiza una señal digital, es decir “discreta”, se utiliza la DFT (“*Discrete Fourier Transform*”) para transformar el dominio del tiempo en el de la frecuencia de la señal. La FFT se define como una versión más rápida de la DFT que puede ser aplicada cuando el número de muestras de la señal es una potencia de 2. Un cálculo de FFT toma  $N \log_2(N)$  operaciones, mientras que la DFT alrededor de  $N^2$ , por lo que la FFT realiza los cálculos de forma más rápida. [16]

Las funciones FFT son simétricas, lo que significa que su salida incluye las frecuencias negativas que existen como propiedades matemáticas de la Transformada de Fourier.

Según Fourier, una señal periódica y continua en el tiempo  $x(t)$  con un período  $T$  puede escribirse mediante series:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left( a_n \cos\left(\frac{2\pi n t}{T}\right) + b_n \sen\left(\frac{2\pi n t}{T}\right) \right) \quad (28)$$

donde:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) dt \\ a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos\left(\frac{2\pi n t}{T}\right) dt \\ b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sen\left(\frac{2\pi n t}{T}\right) dt \end{aligned} \quad (29)$$

para  $n=1, 2, 3...$

Si la señal  $x(t)$  es discretizada en una duración finita, es necesario definir  $N$  muestras que se toman de la señal analógica con valores particulares de tiempo ( $t_k$ ;  $K=1,N$ ). La versión discreta de la transformada de Fourier es:

$$x_k (= x(t_k)) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} \left( a_n \cos\left(\frac{2\pi n t_k}{T}\right) + b_n \sen\left(\frac{2\pi n t_k}{T}\right) \right) \quad (30)$$

donde:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N x_k \\ a_n &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \cos\left(\frac{2\pi n t_k}{N}\right) \\ b_m &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \sin\left(\frac{2\pi m t_k}{N}\right) \end{aligned} \quad (31)$$

El analizador es el encargado de calcular los coeficientes  $a_m$  y  $b_m$ , que se conocen como coeficientes espectrales.

Tras ello, la señal es transformada. La Transformada de Fourier,  $X(\omega)$ , de una señal temporal  $x(t)$  está definida por:

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (32)$$

Si la señal es discreta, la DFT según la bibliografía [3] es:

$$X_n = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k e^{-2\pi i n k / N} \quad (33)$$

Finalmente, con el algoritmo de la FFT se descompone la DFT de N puntos en transformadas más pequeñas. Obteniendo (N/2) DFTs de 2 puntos cada una. La transformada más pequeña está determinada por la base de la FFT. Para implementar este algoritmo existen dos procedimientos (DIF y DIT) [17].

### III.6.2.- Analizador de espectro FFT

Un analizador de espectros basado en la FFT funciona de la siguiente manera: la señal proveniente de los transductores pasa en primer lugar por un atenuador variable, que proporciona diferentes rangos de medida; posteriormente, se utiliza un filtro paso bajo encargado de filtrar la señal, con el objetivo de eliminar el contenido de altas frecuencias superiores al rango del instrumento; después, se muestrea la señal que es convertida a formato digital gracias a la combinación de un muestreador (*sampler*) y un convertidor A-D; más tarde, unos circuitos digitales reciben la forma de onda muestreada y calculan su espectro utilizando la FFT y, finalmente, aparece el resultado en el monitor [16].

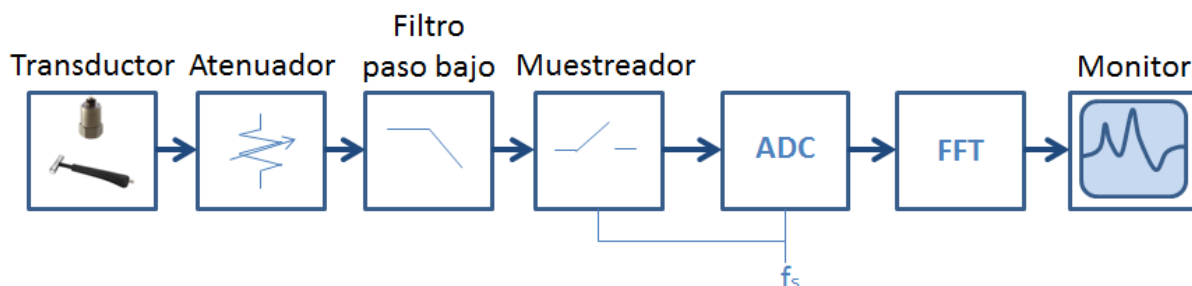


Figura III.3.- Diagrama de bloques del analizador FFT

### III.6.2.2.- Teorema de muestreo o de Nyquist

Para poder replicar digitalmente con exactitud una señal analógica es necesario que la frecuencia de muestreo sea superior al doble de la máxima frecuencia a muestrear.

$$f_s > 2f_{max} \quad (34)$$

Las señales recibidas deben ser muestreadas lo suficientemente rápido para producir un registro de tiempo digitalizado que se acerque, lo máximo posible, a la onda de entrada analógica.

### III.6.3.- Análisis y procesamiento del espectro

Cuando se discretiza la señal aparecen una serie de fenómenos en la misma. Si estos no son tratados de forma correcta pueden dar lugar a resultados erróneos. Estos errores aparecen generalmente debidos a las aproximaciones al discretizar.

A continuación se exponen algunos errores y sus soluciones, además de otros factores que pueden intervenir en el análisis del espectro de una señal y su procesamiento [18].

#### III.6.3.1.- Aliasing

Este problema puede producirse cuando la frecuencia de muestreo es inferior a la de la frecuencia a muestrear, apareciendo componentes de frecuencia indeseable. Para prevenir el fenómeno del *Aliasing* los analizadores FFT deben cumplir dos condiciones:

- Que la señal esté limitada en banda. Para ello debe haber una frecuencia máxima por encima de la cual no haya ninguna frecuencia. Puede solventarse si se utiliza un filtro anti-aliasing, que es básicamente un filtro paso-bajo.
- Que la señal de entrada sea muestreada cumpliendo el teorema de muestreo.

#### III.6.3.2.- Leakage

Este fenómeno es una consecuencia de utilizar la FFT o DFT porque operan sobre un registro de tiempo de longitud finita intentando aproximarse a la Transformada de Fourier que integra sobre un tiempo infinito.



Ejemplo:

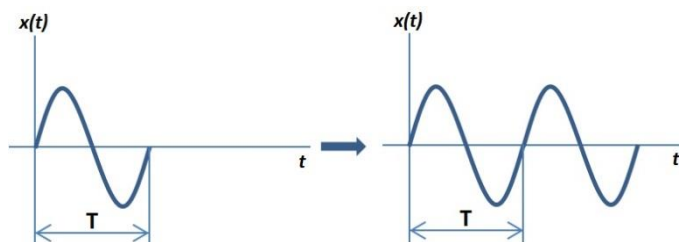


Figura III.4.- Asunción de periodicidad correcta en la FFT (no hay Leakage)

Esta señal es periódica en el registro de tiempo de longitud finita; se representa la forma de la onda real de manera adecuada y el resultado de la FFT se aproxima la integral de Fourier.

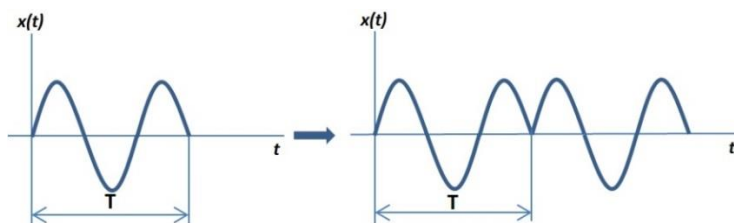


Figura III.5.- Asunción de periodicidad incorrecta en la FFT (hay Leakage)

En este caso la asunción de periodicidad no es la correcta, pudiendo introducirse un transitorio cuando la señal se replica. Como resultado, el espectro de esta señal no indica una sola frecuencia correspondiente a la señal original.

Generalmente existe este fenómeno ya que es difícil controlar cómo la forma de la onda se ajusta al tiempo. La forma más común de evitar este problema es forzar la señal a acabar en cero en los extremos del registro del tiempo ("zero padding"). Esto puede conseguirse utilizando una función de ventana ("window").

### III.6.3.3.- "Windowing"

Las funciones de ventana involucran la imposición de un perfil prescrito en la señal antes de utilizar las técnicas de Fourier para transformarla. La forma de esta ventana es muy importante ya que afecta al resultado final. Se han desarrollado muchas funciones "window". Las más utilizadas por los analizadores de espectro son: "Hanning", "flattop", "uniform" o "boxcar", "exponential" y "transient".

Seleccionar la función de ventana más adecuada para una señal requiere un estudio previo. La mayoría de las medidas requieren el uso de funciones "Hanning" o "Flattop".

### III.7.- Cálculo de la FRF de una señal real

Cuando la excitación es real es necesario utilizar otro procedimiento para determinar la función de respuesta en frecuencia. Este procedimiento está basado en la representación matemática de la relación entre las señales de entrada y salida.

Se sabe que la fórmula básica de la FRF es:

$$H(f) = \frac{Y(f)}{X(f)} \quad (35)$$

Donde:

$H(f)$  es la función de respuesta en frecuencia.

$Y(f)$  es la salida del sistema en el dominio de la frecuencia.

$X(f)$  es la entrada del sistema en el dominio de la frecuencia.

En un ensayo la formulación de la FRF es más complicada porque las señales son muestreadas y es posible que la respuesta en un período no sea debida únicamente a la excitación en ese mismo período.

Para determinar la FRF en ensayos se utilizan las densidades de espectro de las señales registradas, que pueden combinarse de diferente manera, según como sean las condiciones de ensayo, para obtener mejores resultados.

Las dos formas más utilizadas para calcular la función de respuesta en frecuencia son las funciones  $H1(f)$  y  $H2(f)$ . La función  $H1(f)$  se utiliza cuando se espera que la salida del sistema tenga un mayor contenido de ruido comparada con la entrada. Por otro lado, la función  $H2(f)$  se usa en situaciones en las que se espera que la entrada del sistema tenga un mayor contenido en ruido que la salida.

Para el ensayo modal de impacto es mejor utilizar la función  $H1(f)$ , ya que en la señal de salida se observa mayor ruido. Esta función se calcula de la siguiente manera:

$$H1(f) = \frac{\text{Densidad del espectro cruzado de la señal de entrada y salida}}{\text{Densidad del autoespectro de la entrada}} \quad (36)$$

La función  $H2(f)$  es útil cuando se estudian excitaciones aleatorias y tiene la siguiente forma:

$$H2(f) = \frac{\text{Densidad del autoespectro de la salida}}{\text{Densidad del espectro cruzado de la señal de entrada y salida}} \quad (37)$$

Para determinar las densidades de espectro se utilizan las técnicas de la Transformada de Fourier y FFT.

Referencia: [19]

## Capítulo IV | ENSAYO MODAL DE IMPACTO CON MARTILLO

En este apartado se explican los conceptos más importantes del ensayo de impacto con martillo, ya que va a ser el método utilizado para poner en vibración la estructura bajo estudio.

### IV.1.- El martillo instrumentado

El martillo instrumentado consta de las siguientes partes (figura IV.1.):

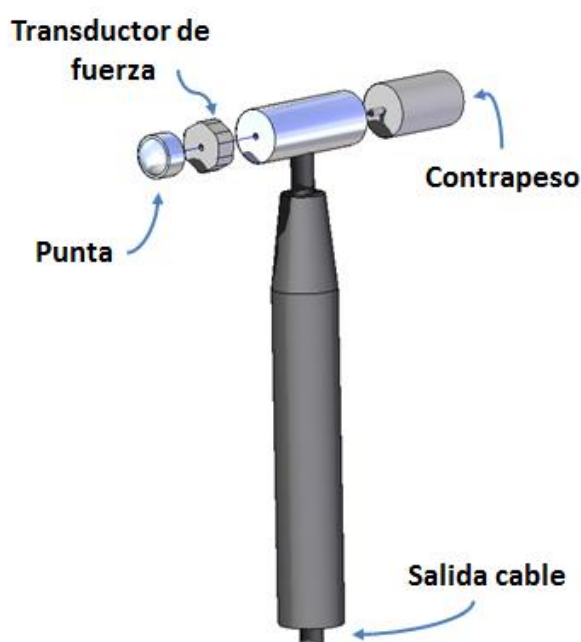


Figura IV.1.- Esquema del martillo instrumentado

La excitación de la estructura se produce por el impacto del martillo contra la misma. El martillo debe registrar la fuerza a la que se produce este impacto, si el mismo es único y su duración en el tiempo. Para ello dispone de un transductor de fuerza cercano a la punta, que permite realizar las mediciones.

El martillo dispone de varias puntas intercambiables, las cuales afectan a la naturaleza de la señal.

Aunque la fuerza de impacto debe ser controlada por el operario, puede añadirse un contrapeso que aumente la fuerza suministrada a la estructura.

La señal de impacto es transmitida por un cable desde el transductor de fuerza hasta el analizador.

## IV.2.- Naturaleza de la señal de excitación del ensayo modal con martillo

Cuando la punta del martillo impacta con la estructura de ensayo se origina una señal de pulso de la excitación. Un pulso de este tipo tiene un contenido en frecuencia que es esencialmente constante hasta una cierta frecuencia en la que empieza a decaer. Por ello, la excitación de impacto no es efectiva si se quiere estudiar la respuesta dinámica de la estructura a frecuencias mayores a las del rango cubierto por la señal de pulso [3].

Hay que saber controlar la forma del pulso, para ello deben tenerse algunas consideraciones [20]:

### IV.2.1.- Fuerza medida por el transductor

La fuerza medida por el transductor no es la real, sino que es obtenida por la multiplicación de la masa del martillo que hay detrás del transductor por la aceleración. La fuerza verdadera, que excita la estructura, es igual a la masa total del martillo (incluyendo la del transductor y la punta) multiplicada por la aceleración durante el impacto. Entonces, la fuerza verdadera es la medida, multiplicada por el ratio de la masa total, entre la masa tras el transductor.

### IV.2.2.- Espectro en frecuencia de la señal de impacto

El espectro de la señal tiene una estructura periódica en la que la fuerza decae a 0 en  $n/T$  intervalos, donde  $n$  es un entero y  $T$  es la duración efectiva del transitorio. El rango útil cubierto por la excitación va desde 0 Hz hasta una frecuencia  $F$ , donde la magnitud del espectro decae entre 10 y 20 dB.

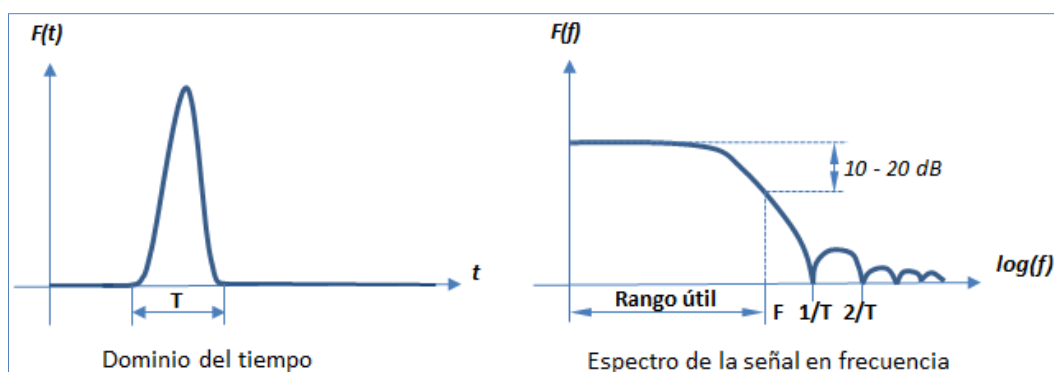


Figura IV.2.- Señal de excitación de impacto

### IV.2.3.- Influencia de la masa y rigidez de la estructura y el martillo en la señal

La forma del espectro depende de la duración del pulso, que a su vez depende de la masa y rigidez tanto del martillo como de la estructura. Si se utiliza un martillo de pequeño tamaño en una estructura bastante rígida, la rigidez de la punta del martillo determina la forma del espectro. Debido a esto, la selección de la punta del excitador es importante y afecta de la siguiente forma (Figura IV.3.):

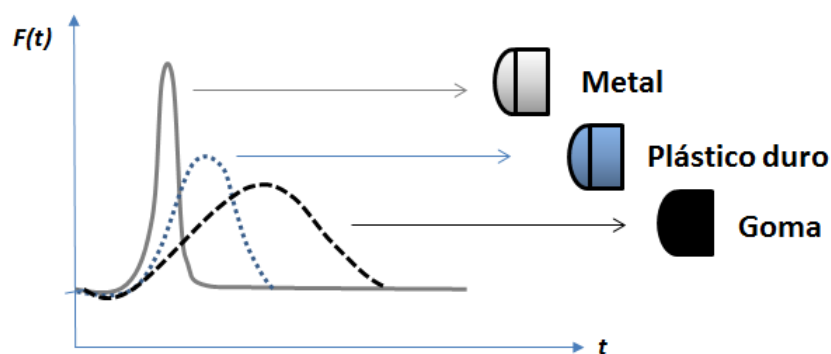


Figura IV.3.- Influencia de la rigidez de la punta en la amplitud de la excitación

Se observa que cuanto mayor es la rigidez de la punta menor es la duración del pulso y mayor es su magnitud. Si se grafica su espectro en frecuencia se obtiene la gráfica de la Figura IV.4.

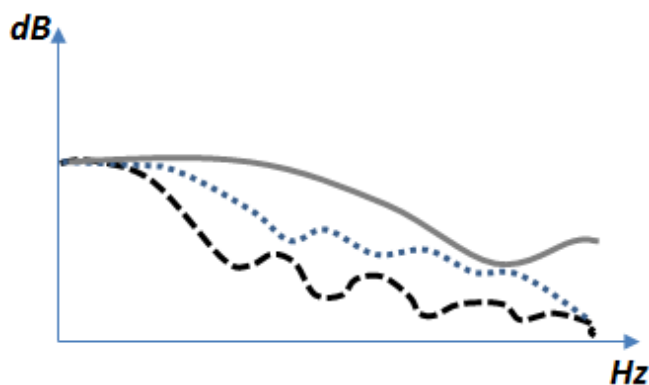


Figura IV.4.- Influencia de la rigidez de la punta en el espectro de la excitación

Si la duración del pulso es menor, el rango de frecuencias que cubre ese pulso es mayor, ya que la frecuencia es la inversa del tiempo. Si se añade el contrapeso al martillo o se golpea con más fuerza la transformada en frecuencia varía (Figura IV.5):

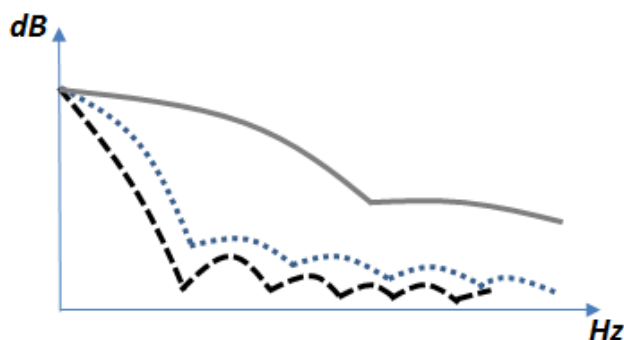


Figura IV.5.- Influencia del contrapeso del martillo en la señal de excitación

El valor de la fuerza aumenta pero el espectro de la señal decae antes. Si la fuerza de impacto es mayor, el rango de frecuencias cubiertos es menor.

Atendiendo a lo anterior, se podría llegar a la conclusión de que siempre es mejor utilizar un martillo de poca masa y con una punta de gran rigidez, ya que así se cubre un mayor rango de frecuencia. Sin embargo, esto no puede aplicarse a todos los casos, porque si se quiere estudiar el comportamiento dinámico de una estructura en un rango bajo de frecuencias, es mejor utilizar una punta menos rígida con el objetivo de aplicar toda la energía del impacto en el rango de frecuencias a estudiar [21].

Por todo ello, existe una amplia gama de martillos de diferentes tamaños y pesos, que van desde unos pocos gramos hasta toneladas, cubriendo rangos de frecuencia entre 0-25000 HZ los más pequeños y entre 0-10 Hz los más grandes.

#### IV.2.4.- Linealidad de las propiedades de la estructura en función de la fuerza de excitación

Cuando se excita una estructura con un impacto hay que considerar la naturaleza de las vibraciones bajo las que se realizan las mediciones. Si la fuerza de excitación provoca una oscilación de gran amplitud, fuerza a la estructura a trabajar fuera de su rango elástico o lineal.

#### IV.2.5.- “Double-hits” o “hammer bounce” (impacto múltiple o rebote del martillo)

A veces, la fuerza de impacto hace que la estructura rebote contra el martillo antes de que el operario haya tenido tiempo de retirarlo, produciéndose varios impactos. Este problema debe evitarse siempre que se pueda, porque el espectro de la señal no es válido, ya que contiene ceros con un espaciado de  $n/t_r$  donde  $n$  es un entero y  $t_r$  es el tiempo de retraso entre los impactos múltiples.

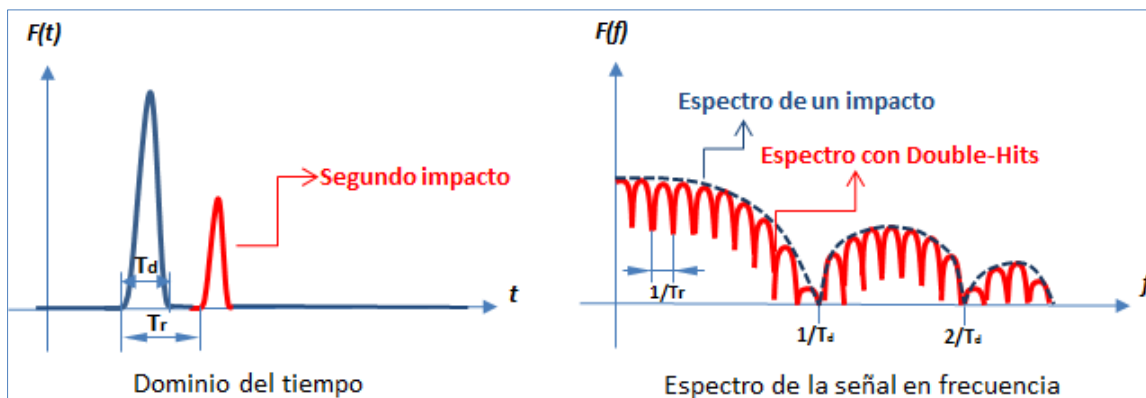


Figura IV.6.- Señal y espectro de la señal del “Double-hit”

#### IV.2.6.- Almacenar la señal antes del impacto (“pretrigger delay”)

Para registrar la señal se establece la condición de que se empiecen a almacenar datos tras el impacto. Si no se impone otra condición en la que se especifique un tiempo de almacenamiento previo al impacto, puede que parte de la señal del pulso se pierda, haciendo que el espectro resultante esté distorsionado y por tanto, afectando a la FRF.

Almacenar datos previos al momento del impacto, en un 1% - 5% del tiempo de la ventana temporal, es suficiente para evitar un posible error por la pérdida de registro en la señal de excitación [22].

#### IV.2.7.- Tratamiento de la señal de excitación con una ventana de tipo transitorio ("Transient Window")

La duración del impacto es normalmente muy corta en comparación con la duración de toda la señal almacenada. La señal restante puede tener ruido, este puede estar debido al propio de la corriente eléctrica o a vibraciones en el martillo producidas tras el impacto. Solo interesa la señal de la fuerza durante el periodo del impacto, por ello debe aplicarse una ventana para mejorar la señal y observar de forma correcta las mediciones.

En este caso debe usarse una ventana de tipo transitorio ("Transient Window"). Con este tipo de ventana se consigue eliminar la señal restante y preservar el contenido del pulso generado por el impacto.

#### IV.3.- Naturaleza de la señal de salida del ensayo modal con martillo

Si el sistema está amortiguado, la función de la señal de salida a una excitación de impacto es de tipo oscilatorio con decaimiento exponencial, tal y como se muestra en la Figura IV.7.

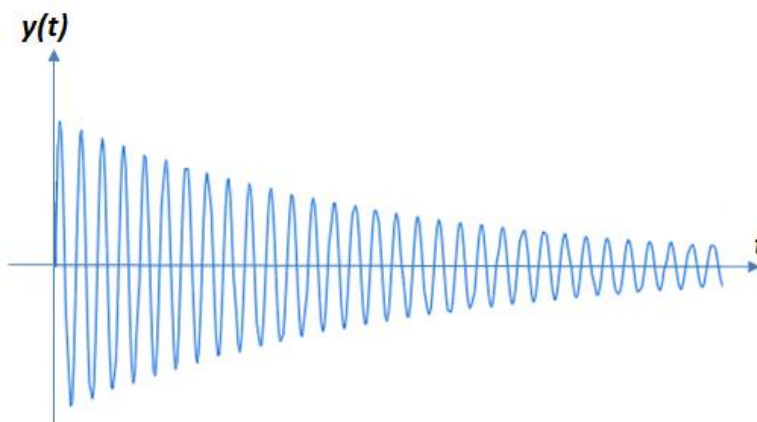


Figura IV.7.- Señal de salida típica en un ensayo de impacto

Dependiendo de la amortiguación pueden darse dos situaciones [20]:

- Si la estructura está poco amortiguada, se obtienen picos de resonancias más pronunciados. Si el tamaño del registro temporal es pequeño y no permite que la señal llegue a decaer a cero, se produce el error de "leakage" que distorsiona el espectro de la señal.
- En estructuras muy amortiguadas, la amplitud de la oscilación decae rápidamente llegando a cero un corto período de tiempo. Si la señal se almacena en un largo espacio de tiempo se obtiene una señal pobre, debido al ruido de la misma.

### IV.3.1- Tratamiento de la señal de salida con una ventana de tipo exponencial (“Exponential Window”)

Para solucionar ambas situaciones se recurre a una ventana de tipo exponencial. Consiste en una función  $w(t) = e^{-t/\tau}$  que hace decaer la señal de salida a cero, consiguiendo el siguiente efecto:

- En la estructura poco amortiguada la respuesta es forzada a decaer a cero en el tiempo que la señal es almacenada, entonces se evita el problema del “leakage”. Esto produce un efecto en los resultados de las medidas, haciendo que el pico de resonancia observado en frecuencia sea más amplio, como si el sistema estuviese fuertemente amortiguado. Para solucionarlo, puede aplicarse una corrección en el amortiguamiento en una etapa de post-procesado.
- En una estructura con mayor amortiguamiento, el ruido es atenuado por el efecto de la ventana. En este caso no es necesario corregir el amortiguamiento, porque el decaimiento natural suele ser mucho más rápido que el utilizado en la función de ventana.

### IV.4.- Ventajas e inconvenientes del ensayo modal de impacto con martillo

Este método de excitación es uno de los más utilizados para hacer Ensayos Modales debido a que tiene bastantes ventajas, pero también presenta ciertas desventajas que hay que considerar [20].

#### IV.4.1.- Ventajas

- Es un ensayo que se puede realizar en poco tiempo, ya que necesita pocos ensayos para poder hacer una media.
- No se utilizan accesorios demasiado complejos
- No existe una carga de masa variable en la estructura. En estructuras de bajo peso es una gran ventaja, ya que si se cambia la carga de masa de un punto a otro de la estructura, puede provocar variaciones en las frecuencias modales de una medición a otra.
- El equipo de ensayo es portátil.
- Es relativamente barato.



#### IV.4.2.- Inconvenientes

- Al producirse valores de amplitud altos, esta técnica no es recomendable para ensayar sistemas con propiedades no lineales, ya que el impacto puede provocar un comportamiento no lineal en la estructura.
- Si se quiere aplicar una energía suficiente en una gran estructura se necesitan grandes picos de fuerza para poder excitarla, provocando que la estructura pueda ser dañada localmente.
- La señal es bastante determinista y el nivel de la fuerza varía poco entre los valores de “trigger” y sobrecarga. Esto significa que no se puede hacer una aproximación lineal para sistemas no lineales.
- Debido a la naturaleza determinista de la señal, la Función de Coherencia no puede distinguir entre si se produce “leakage” o comportamiento no lineal.



## Capítulo V | FASE EXPERIMENTAL

Para crear y validar un modelo es necesario obtener previamente resultados experimentales que permitan aceptar las hipótesis tomadas en un estudio teórico. Para ello se realizan varios ensayos modales con el objetivo de calcular el Modelo de Respuesta de la estructura bajo estudio.

Los ensayos se desarrollan en uno de los laboratorios del departamento de Ingeniería Mecánica, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid (Leganés).

### V.1.- Medios técnicos

Para realizar un ensayo modal son necesarios, además de la estructura estudiada, una serie de recursos técnicos. Los utilizados en este estudio son:

#### V.1.1.- Estructura: Viga de sección circular maciza

Esta estructura es en la que se van a realizar los ensayos y de la que posteriormente se creará y validará un modelo de elementos finitos.

La viga tiene la siguiente geometría (Figura V.1.):

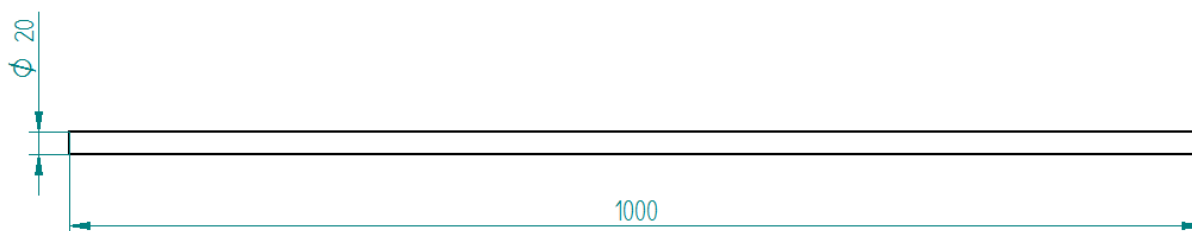


Figura V.1.- Geometría de la viga ensayada

La viga está fabricada en aluminio. Ha sido utilizada en diferentes ensayos por el departamento, donde se ha estimado que sus características materiales más importantes son (Tabla V.1.):

Tabla V.1.- Propiedades de la estructura ensayada

Material	Densidad [ $\text{kg/m}^3$ ]	Módulo de Young [MPa]	Coefficiente Poisson
<b>Aluminio</b>	2840	$72,5 \times 10^3$	0,33

Se ha elegido este tipo de estructura debido a la sencillez de su geometría y a que el banco de ensayos disponible está preparado para estas dimensiones.

### V.1.2.- Banco de ensayos



Figura V.2.- Banco de ensayos para análisis dinámico de ejes o vigas de sección circular

Este banco de ensayos está preparado para analizar el comportamiento dinámico (mediante un ensayo de impacto) de barras o ejes de sección circular con diferentes condiciones de contorno:

- Bi-empotrada: En el caso de que la viga esté bi-empotrada en una posición cercana a sus extremos.
- Empotrada-apoyada: Con un extremo empotrado y el otro apoyado.
- Bi-apoyada: Si la viga está bi-apoyada en una posición cercana a sus extremos.
- En voladizo: Cuando un extremo está empotrado y el otro libre (sin coacciones).
- Libre: se supone la hipótesis de que la viga no tiene restringido ninguno de sus grados de libertad. Esto puede conseguirse añadiendo unas bandas elásticas que soporten la viga al banco de ensayos

El banco de ensayos tiene unas dimensiones inferiores a 1m de ancho, por lo tanto no podrán imponerse condiciones de contorno justo en los extremos de una barra de esta geometría.

### V.1.3.- Martillo instrumentado y accesorios

Para excitar la estructura y analizar su comportamiento dinámico, se utiliza un martillo instrumentado, acompañado de los accesorios necesarios para un ensayo modal de impacto.

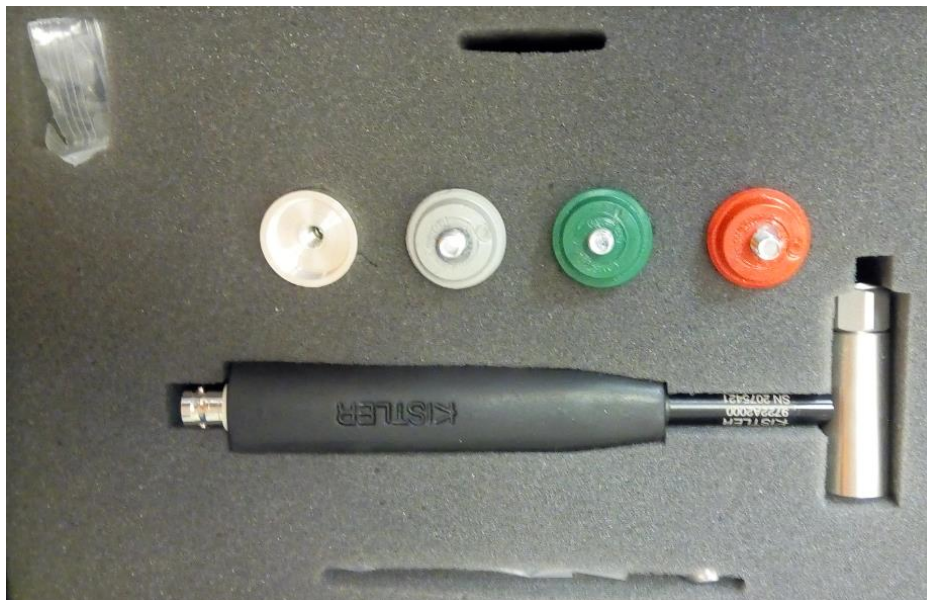


Figura V.3.- Martillo instrumentado y accesorios

El modelo del martillo es el KISTLER 9772A2000, preparado para transmitir pequeños impulsos de fuerza en estructuras ligeras o de mediano peso, con medias - altas frecuencias de resonancia. Sus características más importantes son (tabla V.2.):

Tabla V.2.- Propiedades del martillo excitador

Rango de fuerza [N]	Sensibilidad [mV/N]	Frecuencia de Resonancia [kHz]	Rango de frecuencias (Punta de acero en: -10dB) [Hz]
0-2000	2	27	9300

Los accesorios de los que dispone el martillo son:

- Diferentes puntas de impacto con distinta rigidez para excitar un rango determinado de frecuencias.
- Un adaptador para las puntas de goma.
- Un contrapeso de 50 gramos.
- Cable, con conexión BNC que transmite la señal recogida por el transductor del martillo.

Tal y como se indica en la hoja de características del fabricante [23], la elección de una punta u otra afecta al rango de frecuencias excitado por el acelerómetro. Dependiendo de la rigidez de la estructura, así como la restricción de sus grados de libertad, deberán elegirse diferentes puntas para poder estudiar al menos los primeros modos de vibración de una estructura.

Las puntas proporcionadas por el fabricante en este pack son:

- Punta de acero.
- Punta de acero con una cápsula de la resina acetálica Delrin®.
- Punta de PVC.
- Puntas de goma con un adaptador:
  - Punta de goma de mayor rigidez: Verde
  - Punta de goma de mediana rigidez: Roja
  - Punta de goma de menor rigidez: Gris

En la figura V.4. se muestran los rangos de frecuencia cubiertos por cada punta.

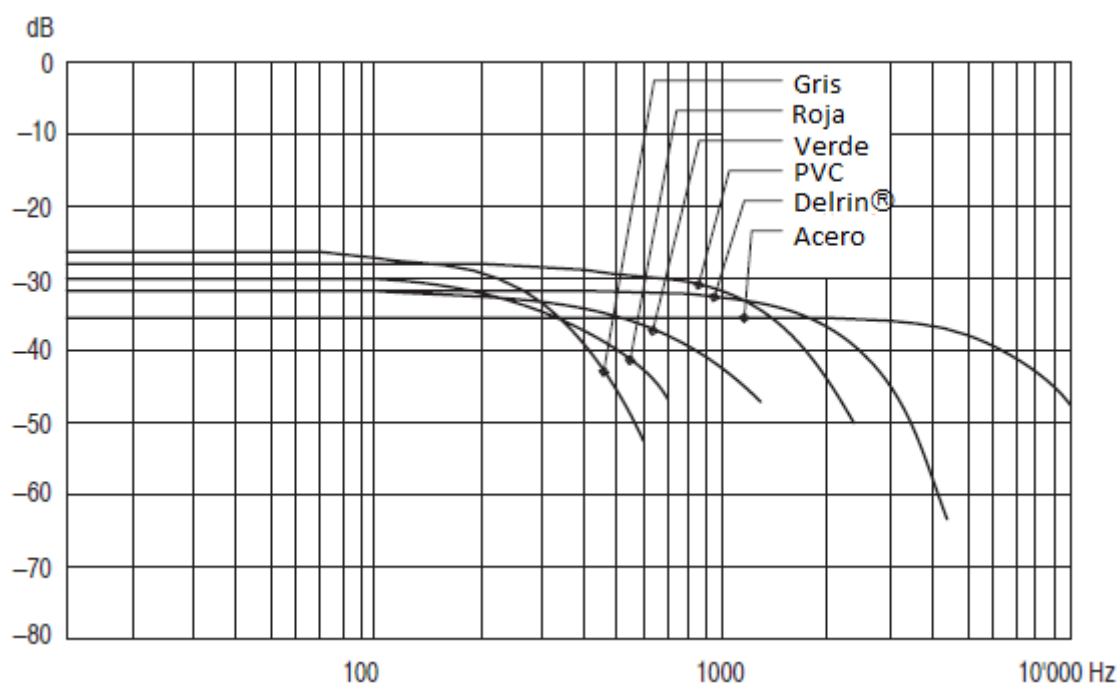


Figura V.4.- Rangos de frecuencia cubiertos en función de las puntas disponibles [23]

*Nota: Para más información puede consultarse la hoja de características del martillo disponible en la página web del fabricante: [23].*

### V.1.4.- Acelerómetro y accesorios

Con el acelerómetro se recoge la señal de salida. Junto a la señal de entrada medida por el martillo puede determinarse la FRF de la estructura.



Figura V.5.- Acelerómetro y accesorios

El modelo utilizado para realizar los ensayos es el KS 76C-10 (*serial number* 08009) de la marca Metra Meß- und Frequenztechnik. Está recomendado para aplicaciones generales y estructuras ligeras debido a su bajo peso, sus características más importantes son (tabla V.3.):

Tabla V.3.- Características del acelerómetro

Sensibilidad calibrada a 80Hz y 22°C [mV/m/s <sup>2</sup> ]	Peso [g]	Frecuencia de resonancia [kHz]	Aceleración máxima admisible [m/s <sup>2</sup> ]	Sensibilidad transversal a 40Hz
1,042	20	50	5500	3,3%

Los accesorios del acelerómetro son:

- Diferentes métodos de sujeción (manual, imán y montaje con perno), que condicionan la frecuencia de resonancia del acelerómetro.
- Cable transmisor de la señal recogida por el sensor, con conexión BNC.

*Nota: Para más información acerca de las propiedades del acelerómetro consultar la hoja de características del mismo disponible en la página web del fabricante: [24].*

### V.1.5.- Sistema de adquisición y acondicionamiento de datos



Figura V.6.- Entradas del sistema de adquisición de datos DEWE-30-04

El sistema de adquisición de datos DEWE-30-04 permite medir y acondicionar diferentes tipos de señales en función de su configuración. Este instrumento de medida posee cuatro “slots” de entrada con diferentes módulos para el acondicionamiento de la señal.

Para recoger las señales de excitación y respuesta se usan los módulos 2 y 3, que son de tipo DAQP-ACC-A, tienen un tipo de conexión por cable BNC (*Bayonet Neill–Concelman*) y son útiles para acondicionar la señal con precisión de prácticamente todo tipo de sensores, en este caso de fuerza y aceleración.



Figura V.7.- Salidas del sistema de adquisición de datos DEWE-30-04

El sistema de adquisición de datos tiene varias salidas para poder analizar las señales medidas. Con la salida PC COM-port se pueden almacenar los datos obtenidos en un ordenador.

*Nota: Para más información acerca del sistema de adquisición de datos y acondicionamiento de las señales pueden consultarse las hojas de características del DEWE-30-04 y los módulos DAQP-ACC-A disponibles en la referencia [25].*



### V.1.6.- Sistema de almacenamiento y análisis de datos

Existen diferentes formas de almacenar y analizar los datos obtenidos para su posterior estudio. En este trabajo se utiliza un ordenador, que con un software permite analizar las señales siguiendo la metodología de un analizador FFT.

El programa de adquisición y análisis de datos del que se dispone es DEWESoft v6.5.5. (explicado detalladamente en el anexo XI.4.). En éste se almacenan las señales de excitación y salida obtenidas por el sistema de adquisición de datos, permitiendo la revisión y elección de los ensayos válidos, que son exportados en código de programación MATLAB para su posterior análisis.

Además de utilizar este software, se programará un código en MATLAB que permita procesar las señales almacenadas por el software DEWESoft y graficar la FRF de la estructura, con el fin de obtener las frecuencias de resonancia de la misma.

### V.2.- Procedimiento experimental

El orden seguido para hacer los ensayos ha sido:

1. Entender y configurar el software de adquisición y almacenamiento de datos.
2. Preparar el banco de ensayos, la estructura bajo estudio, el acelerómetro y el martillo, y hacer ensayos de prueba para comprobar si el programa está bien configurado.
3. En los ensayos de prueba, observar los rangos de medida , como:
  - Magnitud de la fuerza de impacto.
  - Rango de frecuencias cubiertos en función de la punta en los impactos.
  - Magnitud de la respuesta registrada por el acelerómetro.
  - Tiempo de amortiguamiento de las señales de salida.
4. Reconfigurar el programa en función de los rangos de medida, determinando por ejemplo la frecuencia de muestreo necesaria, y analizar las señales obtenidas.
5. Crear un código en Matlab para analizar las señales y obtener las frecuencias modales a partir de la FRF de la estructura.
6. Crear un modelo preliminar en el que se obtengan de forma indicativa el valor de las frecuencias modales, según las condiciones de contorno impuestas, para determinar si los resultados experimentales son coherentes.
7. Tras aceptar que tanto la configuración del programa, como el código Matlab son válidos, se procede a realizar diferentes tipos de ensayo en la estructura, variando las condiciones de contorno de la misma y estudiando diferentes posiciones donde efectuar los impactos y colocar el acelerómetro.

8. Descartar aquellos ensayos no válidos, por ejemplo aquellos en los que se observa “Double Hit”.
9. Estudiar las señales de los ensayos válidos mediante el código programado en Matlab.

### V.3.- Código Matlab para el Ensayo Modal de estructuras

Se ha programado un código en Matlab que permite el estudio modal de una estructura a partir de las señales de impacto y respuesta obtenidas con la ayuda de un software de adquisición de datos (DEWESoft).

El objetivo principal que se busca con la elaboración de este código es la obtención de la FRF de la estructura para observar los picos de resonancia y así poder determinar las frecuencias modales de los diferentes modos de vibración.

Para que las FRF de los ensayos presenten menos ruido y sea más fácil analizarlas es necesario utilizar funciones ventana.

Por otro lado, también es posible graficar los espectros de la señal de impacto, importante para determinar los rangos de frecuencia válidos en los ensayos en función de la rigidez de las puntas utilizadas en el martillo.

Cuando se exporta la información del ensayo de DEWESoft como archivo .m se muestran diferentes valores y vectores en el “Workspace” de Matlab. Los datos utilizados y más importantes son:

- Data1\_ACCELEROMETER\_\_\_U: vector de la señal obtenida del acelerómetro en el dominio del tiempo (valor por cada muestra).
- Data1\_HAMMER\_\_\_Line\_Current: vector de la señal obtenida por el transductor de fuerza en el dominio del tiempo (valor por cada muestra).
- Sample\_rate: frecuencia de muestreo utilizada.

Primero deben crearse las funciones de ventana, que van a permitir eliminar el ruido por efecto del “leakage”.

*Nota: Para consultar el código del programa debe dirigirse al CAPÍTULO XI |ANEXOS apartado XI.1.*

Para la señal de impacto se ha creado una función de tipo transitorio, que conserva la señal de pulso generada por el impacto.

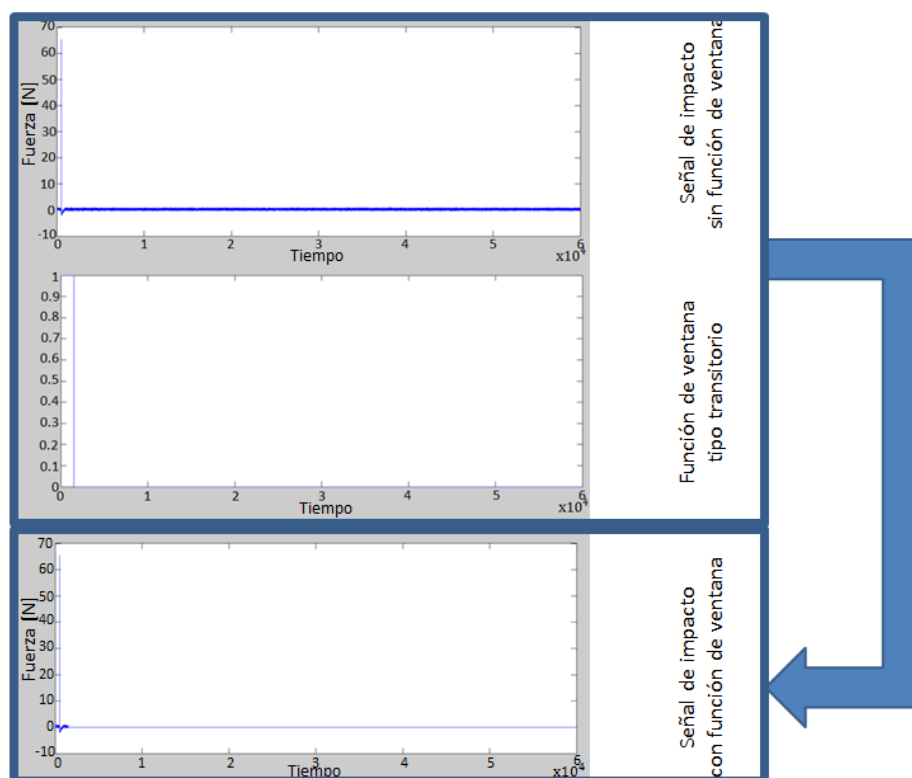


Figura V.8.- Aplicación de función de ventana en la señal de impacto (D. Temporal)

Se observa que se mantiene la señal de pulso y se elimina el ruido recogido tras el momento del golpeo.

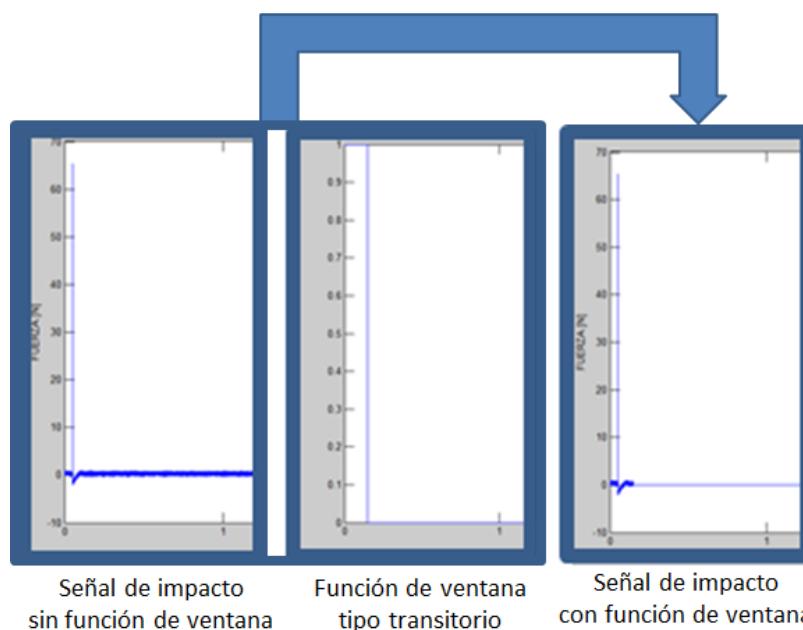


Figura V.9.- Área de interés aplicación de función de ventana en la señal de impacto (D. Temporal)

Puede variarse el tiempo de la señal que quiere mantenerse. Para ello hay que cambiar el porcentaje indicado en la variable D que multiplica la longitud total de la señal. Para los ensayos se ha utilizado un valor de 0,05 del total de la señal, a partir de ese punto el valor del vector es 0.

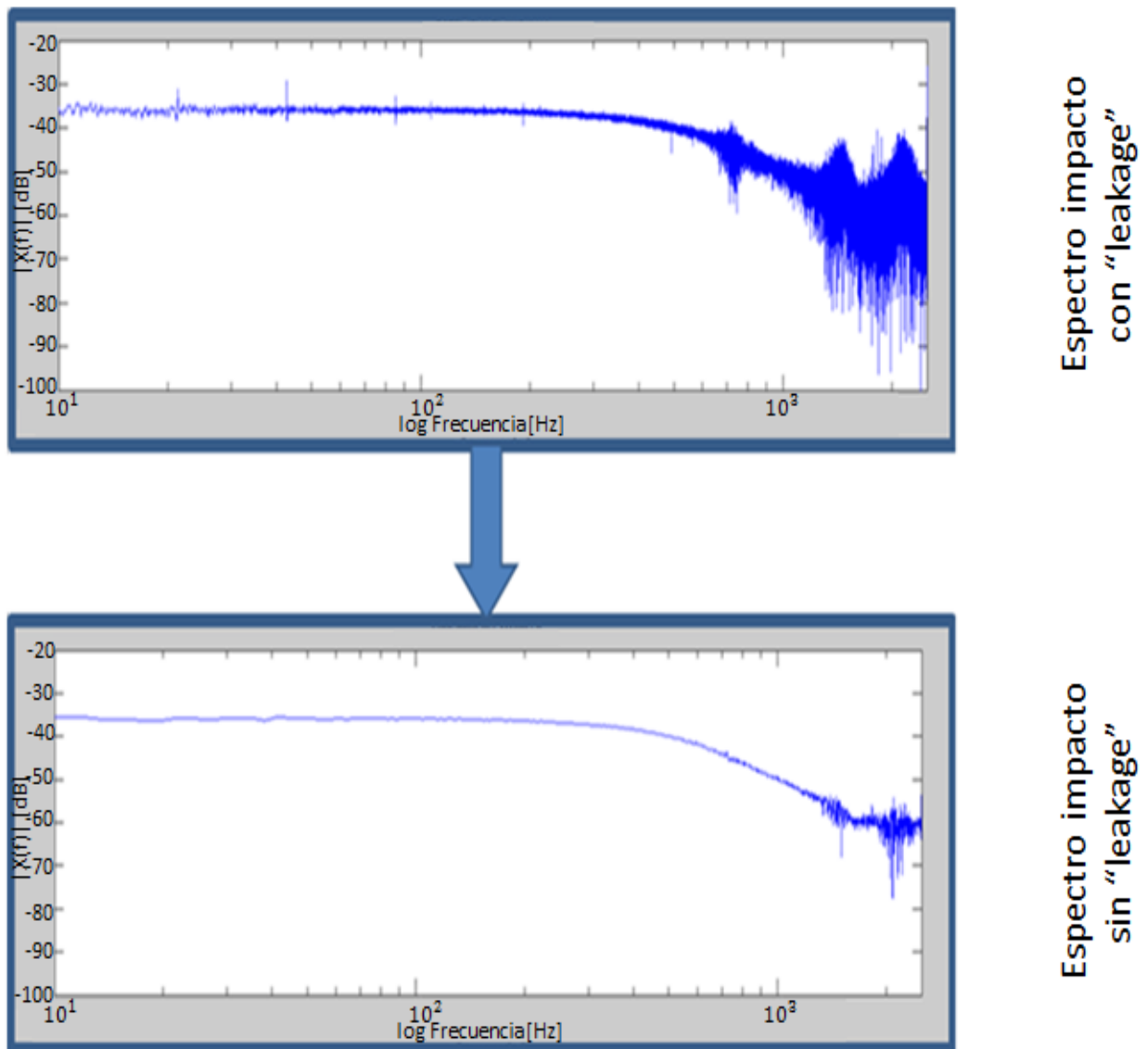


Figura V.10.- Aplicación de función de ventana en la señal de impacto (D. Frecuencia)

De esta manera se elimina el "leakage" al transformar la señal al dominio de la frecuencia, mejorando la calidad del espectro mostrado en el impacto y de la FRF del sistema.

Por otro lado, ha sido necesario utilizar una función de ventana de tipo exponencial para eliminar la señal restante tras el amortiguamiento total de la estructura. Esta ventana también afecta a parte de la señal amortiguada disminuyendo su magnitud, pero no es relevante ya que lo que interesa es obtener los valores de la frecuencia.

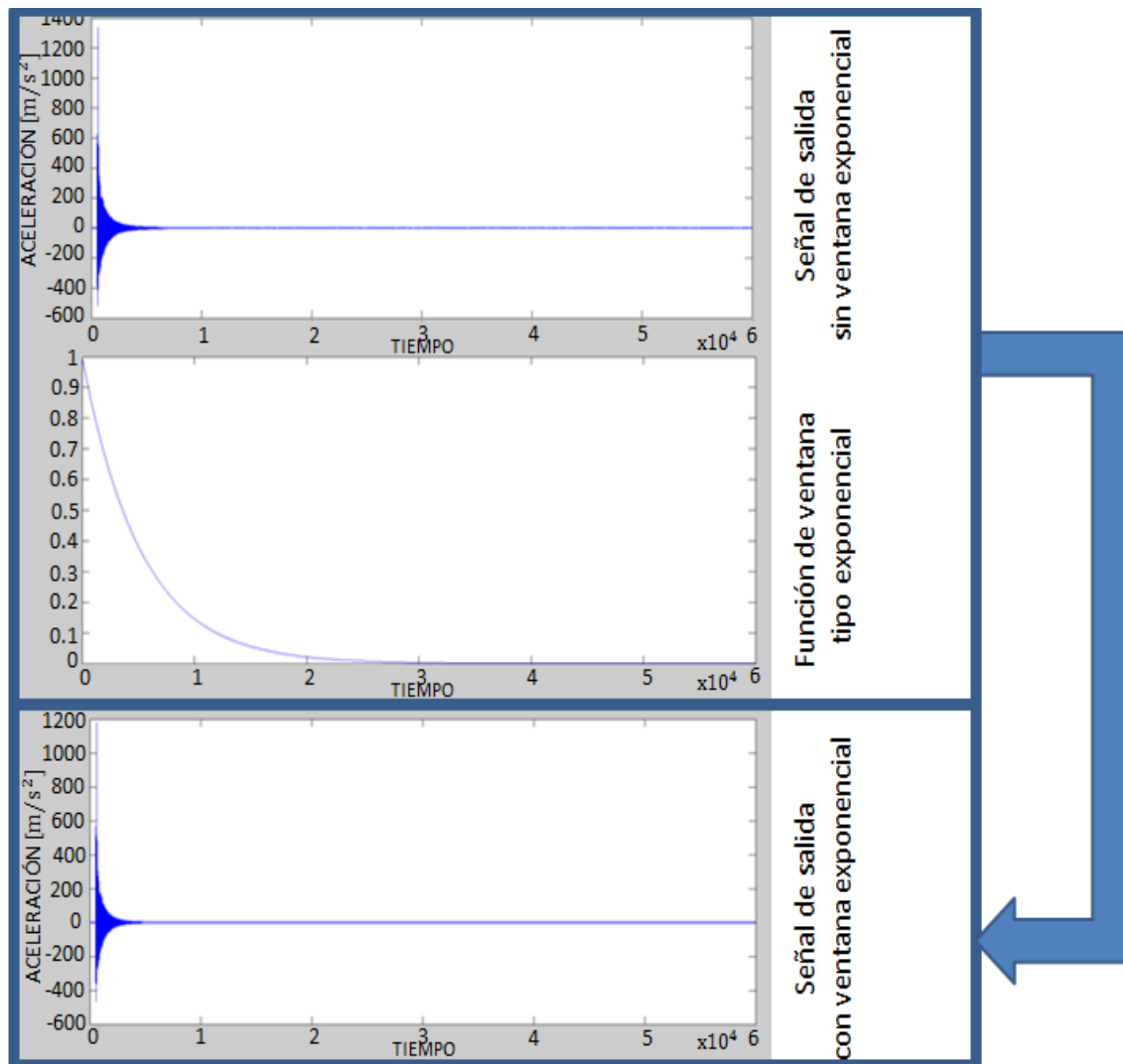


Figura V.11.- Aplicación de función de ventana en la señal de salida (D. Temporal)

Tras aplicar la ventana la señal de salida, esta decae más rápido.

Al aplicar la ventana aumenta la amortiguación de la señal, esto además de a la magnitud afecta a los picos de resonancia, que son menos pronunciados cuando el sistema está más amortiguado.

Si se grafican los espectros de la señal de salida se observa que con la función de ventana se elimina el efecto del “leakage” (Figura V.12.).

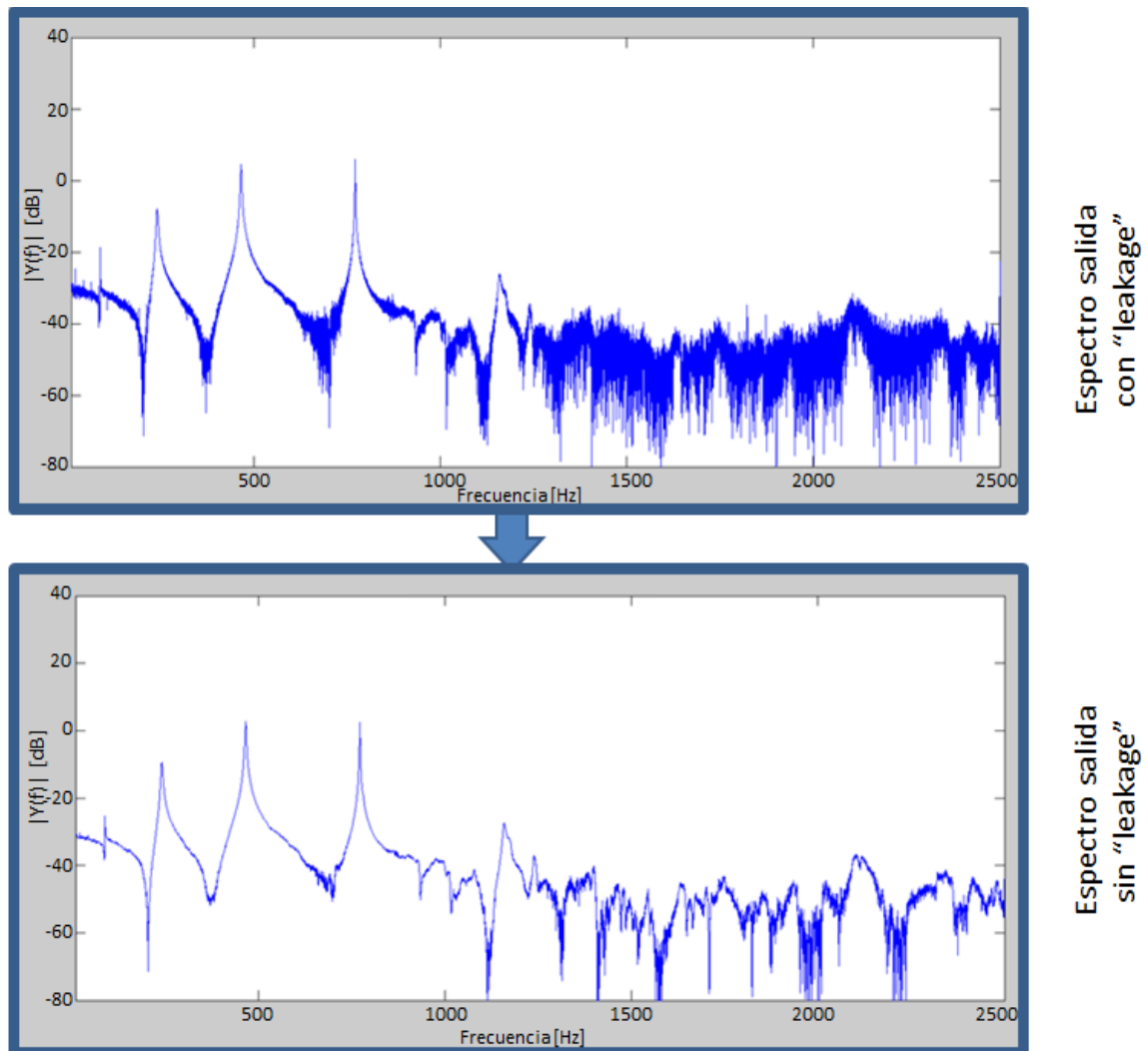


Figura V.12.- Aplicación de función de ventana en la señal de salida (D. Frecuencia)

Dependiendo del sistema bajo estudio puede variarse el amortiguamiento producido por la ventana exponencial.

Con este código se grafica la FRF utilizando la función H1 para calcularla y se representa con el diagrama de bode (magnitud y fase).

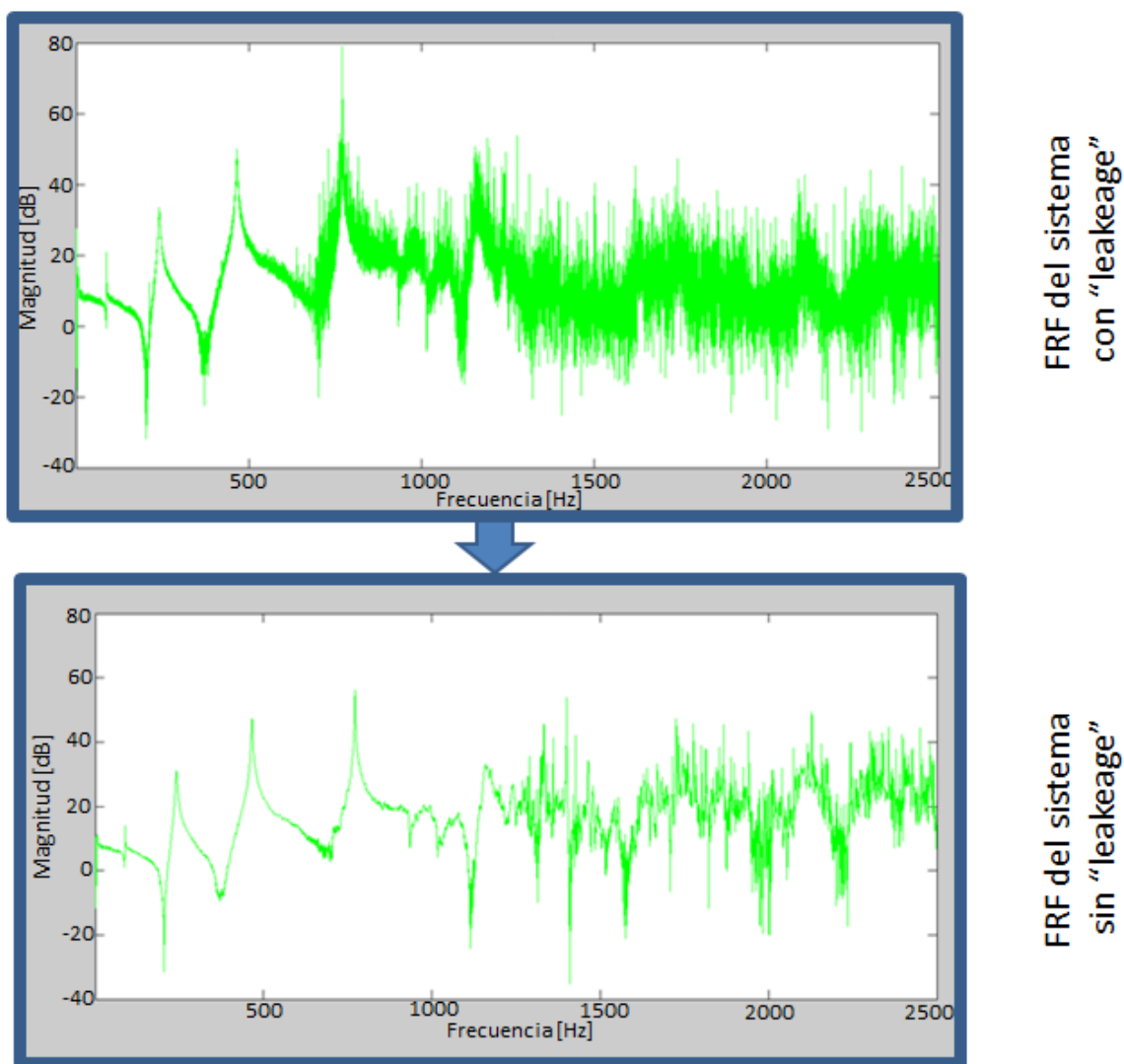


Figura V.13.- Diferencia de una FRF sin aplicar funciones de ventana y aplicándolas

Cuando se representa la FRF sin aplicar las funciones de ventana se acumula el “leakage” de las señales de impacto y salida. Para visualizar los resultados es importante aplicar las ventanas, ya que si no el ruido impide analizar detalladamente la FRF y situar los picos de resonancia en ella.

Además de la magnitud de la FRF, el código creado permite calcular y representar la fase de la FRF y la coherencia del ensayo. En este caso la coherencia siempre es 1 ya que solo se registra señal de impulso y aceleración en una posición.

En el diagrama de fase de la FRF puede observarse el paso de una antiresonancia a resonancia y viceversa, ya que el ángulo de fase cambia cuando se llega a una frecuencia con estas características.

Si se introduce todo el código del programa para estudiar una de las señales del sistema tomadas se mostrarán las siguientes gráficas (figura V.14.):

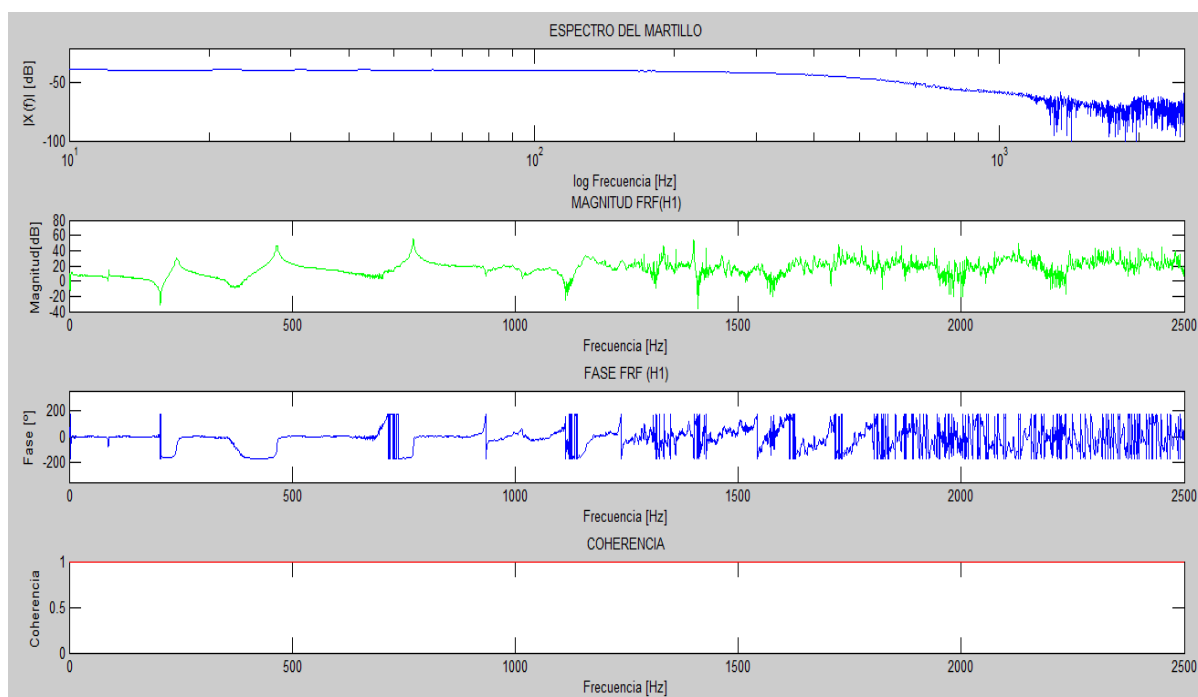


Figura V.14.- Gráficas de las funciones calculadas por el código Matlab

#### V.4.- Creación de un modelo preliminar de la viga

Antes de realizar un ensayo es recomendable realizar un modelo preliminar de la estructura con el objetivo de obtener una primera aproximación de los resultados que van a obtenerse experimentalmente.

Conociendo los resultados que proporciona el modelo puede determinarse de forma rápida si las condiciones de contorno en los diferentes ensayos son válidas. Si los datos obtenidos en el modelo y en unos primeros experimentos tienen mucha desviación será imposible validar el modelo aplicando las condiciones de contorno que se quieren imponer, llegando a la conclusión de que es imposible conseguir algunas formas de constreñir los grados de libertad utilizando este banco de ensayos.

También, con estos resultados aproximados puede especificarse si los medios de los que se disponen cubren los rangos necesarios para poder estudiar la estructura

Por otro lado, la creación del modelo preliminar ayuda a conocer las diferentes posiciones de los nodos y antinodos. De esta forma puede delimitarse de manera aproximada cuáles deben ser las diferentes posiciones en las que debe efectuarse la excitación de impacto y recogerse la vibración en la estructura. Deben evitarse los nodos, ya que en ese lugar no varía la posición en la estructura cuando es excitada y por tanto no pueden obtenerse resultados.



## V.5.- Ensayos

Para realizar el análisis modal experimental de la estructura de la estructura se han realizado diferentes ensayos variando las condiciones de contorno. El número de grados de libertad coaccionados va a determinar la validez de estos ensayos, ya que las restricciones de movimiento teóricas son difíciles de alcanzar en la realidad.

### V.5.1.- Viga en voladizo

Se ha realizado un ensayo modal de la viga en voladizo. Para ello es necesario empotrar la viga en uno de sus extremos o en una posición cercana a su extremo, pudiendo estudiar así el comportamiento dinámico de la estructura con estas condiciones de contorno.



Figura V.15.- Ensayo modal de la viga en voladizo

#### V.5.1.2.- Geometría de la viga en voladizo

Para empotrar la viga se han utilizado las dos piezas de las que dispone el banco de ensayos para empotrar una barra de esta geometría. La distancia a la que se ha empotrado se muestra en la figura V.16.:

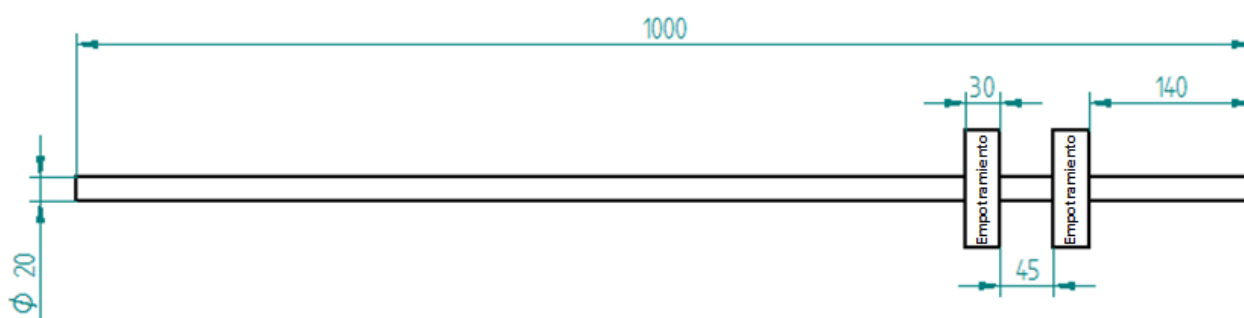


Figura V.16.- Geometría de la estructura en voladizo

Es importante indicar la distancia a la que la estructura ha sido empotrada, ya que ésta es determinante en la rigidez del sistema y, por tanto, de ella depende el valor de los parámetros modales.

#### V.5.1.3.- Fijación del acelerómetro a la estructura

Como método de fijación del acelerómetro a la estructura se ha elegido la opción de utilizar cinta adhesiva. Con este procedimiento de fijación puede cubrirse un alto rango de frecuencias sin necesidad de dañar la estructura ni afectar a las propiedades estructurales de la misma.



Figura V.17.- Fijación con cinta adhesiva del acelerómetro a la estructura

Además, tal y como se muestra en la figura V.17., el cable del acelerómetro también es sujetado con cinta adhesiva a la estructura. Es aconsejable fijar el cable para evitar movimientos en él que puedan producir ruidos en la señal.

#### V.5.1.4.- Excitación de la estructura

La estructura es excitada mediante un martillo de impacto, por tanto debe estudiarse qué punta es la más adecuada para excitar un rango de frecuencias determinado. Para ello se ha utilizado en primer lugar la punta más rígida, que cubre un mayor rango de frecuencias, observando en qué valor se sitúan los primeros modos de vibración de la estructura.

Una vez detectados los picos de resonancia de la estructura se considera adecuado utilizar la punta de goma verde, capaz de excitar la barra en un rango de frecuencia algo mayor a 1000 Hz, cubriendo así los primeros modos de vibración de la viga (calculados anteriormente en un modelo preliminar). Es necesario abarcar un rango de frecuencias que cubra las primeras frecuencias modales para poder validar el modelo posteriormente, comparando los resultados.

Por otro lado, se va a utilizar el contrapeso de 50g del martillo para poder controlar la fuerza de los impactos y así evitar en lo posible efectuar más de un golpeo ("Double-Hit") cuando se excite la estructura.



Figura V.18.- Configuración del martillo utilizada (punta verde con adaptador y contrapeso)

#### V.5.1.5.- Frecuencia de muestreo utilizada

Es importante determinar la frecuencia de muestreo. Según el teorema de Nyquist debe ser el doble del rango de frecuencias estudiado. Tampoco es recomendable que sea mucho mayor ya que se obtendrá la señal a frecuencias en las que hay mucho ruido y por tanto un rango no válido para el estudio, que implica un mayor tiempo de computación y memoria utilizada por el computador.

Se utilizará una frecuencia de muestreo de 5 kHz, por lo tanto la señal podrá visualizarse hasta una frecuencia de 2500 Hz, suficiente para abarcar el rango de frecuencias bajo estudio.

#### V.5.1.6.- Posiciones de ensayo en la viga en voladizo

Para obtener resultados fiables debe estudiarse la vibración de la estructura en diferentes puntos de la misma. De esta manera se evita la posibilidad de que en una de las mediciones no se muestre alguno de los modos de vibración de la viga por haber sido excitada o recogida la vibración en uno de sus nodos.

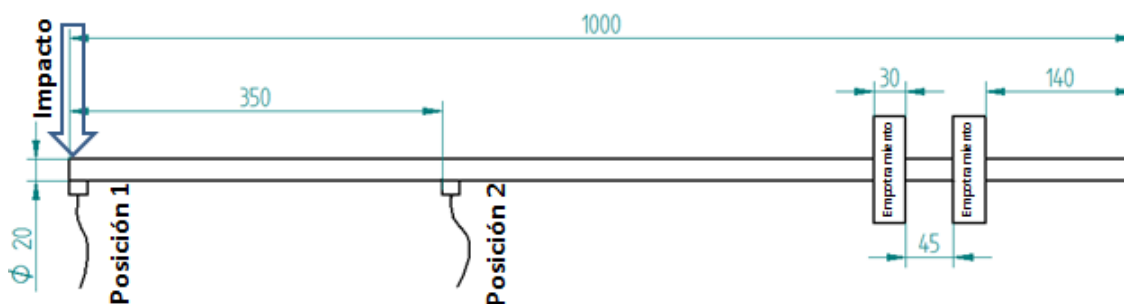


Figura V.19.- Posición de la excitación y acelerómetro en la viga en voladizo

En la viga en voladizo la excitación siempre se ha efectuado en la misma posición: en el extremo libre, ya que en el modelo preliminar se ha observado que en esta posición no está localizado ningún nodo.

En el primer ensayo se ha colocado el acelerómetro en el extremo libre. En el segundo ensayo se ha colocado el acelerómetro a 35 cm del extremo libre, posición en la que también se evitan los nodos de los primeros modos de vibración de la viga.

#### V.5.1.6.2.- Viga en voladizo: ensayo en posición 1 (excitación y acelerómetro en el extremo)

Para recoger la señal de vibración desde la excitación hasta que está totalmente amortiguada se ha registrado la señal durante 15 segundos.

En el extremo la amplitud de la oscilación tras el impacto es grande, por ello es difícil evitar que se produzca un segundo impacto en el martillo y que el ensayo sea válido, provocando el efecto mostrado en las figuras V.20. y V.21.

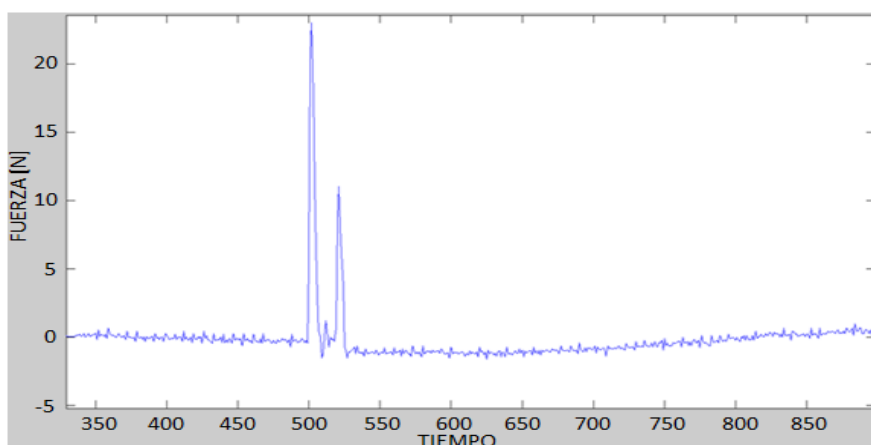


Figura V.20.- Ejemplo de una señal de excitación con “Double Hit” en el dominio del tiempo

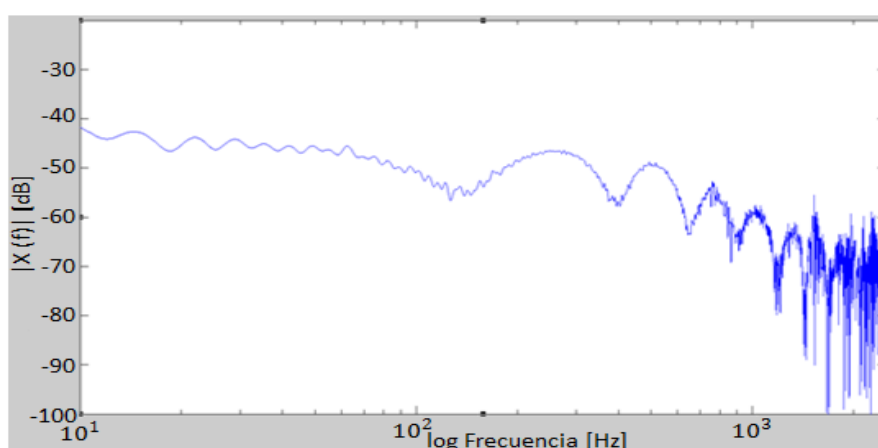


Figura V.21.- Ejemplo del espectro de una señal de excitación con “Double Hit”

En esta posición se han efectuado 100 impactos, de estos únicamente 23 han sido válidos.

Si en la excitación solamente se efectúa un impacto, el espectro en frecuencia de la señal se muestra constante hasta que decae. Un decaimiento de entre 10 y 20 dB marca el rango de frecuencias cubierto, que depende de la rigidez de la punta elegida, en este caso la de goma verde.

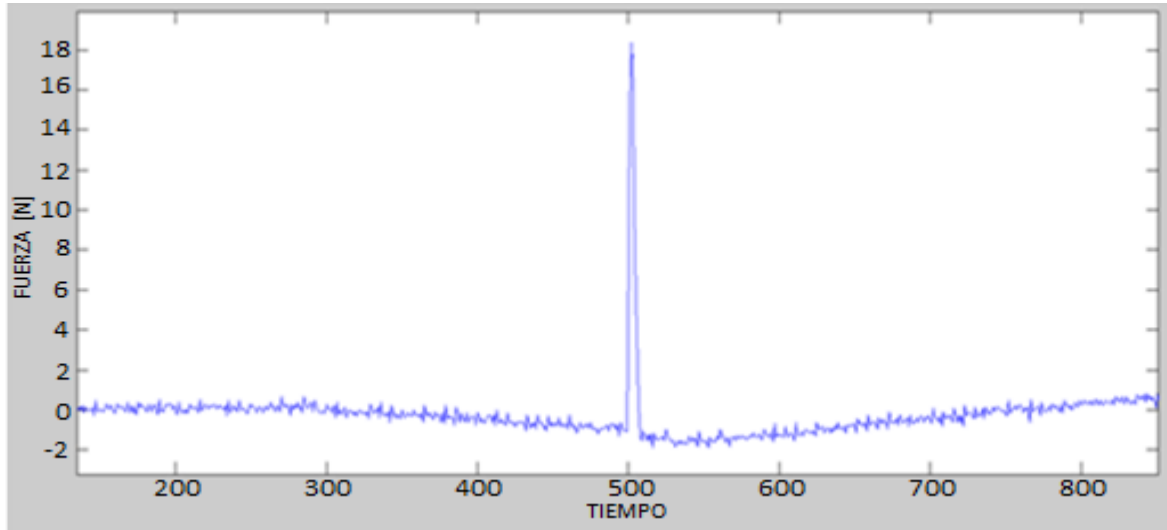


Figura V.22.- Ejemplo de la señal de excitación con un solo impacto (D. Temporal)

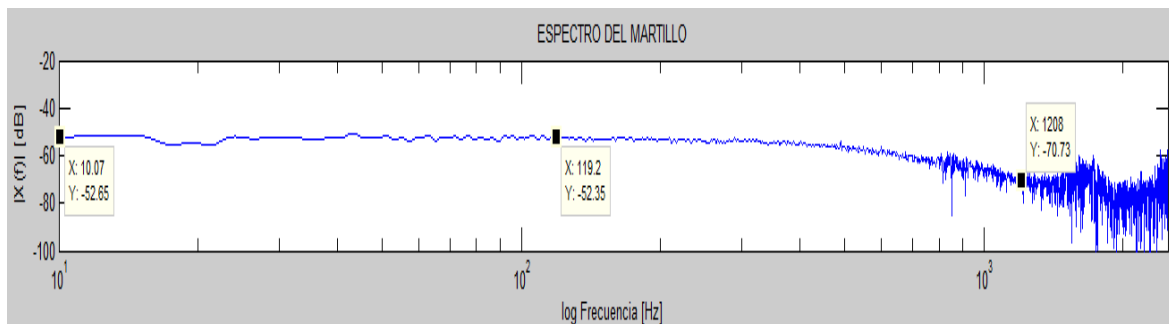


Figura V.23.- Ejemplo del espectro de excitación con un solo impacto (D. Frecuencia)

En la figura V.23. puede observarse que la señal se mantiene alrededor de un valor constante y no decae 20dB hasta unos 1200 Hz, por lo tanto el rango de frecuencias bajo estudio es de 0 a 1200 Hz.

La señal de salida captada por el acelerómetro se muestra en la figura V.24.

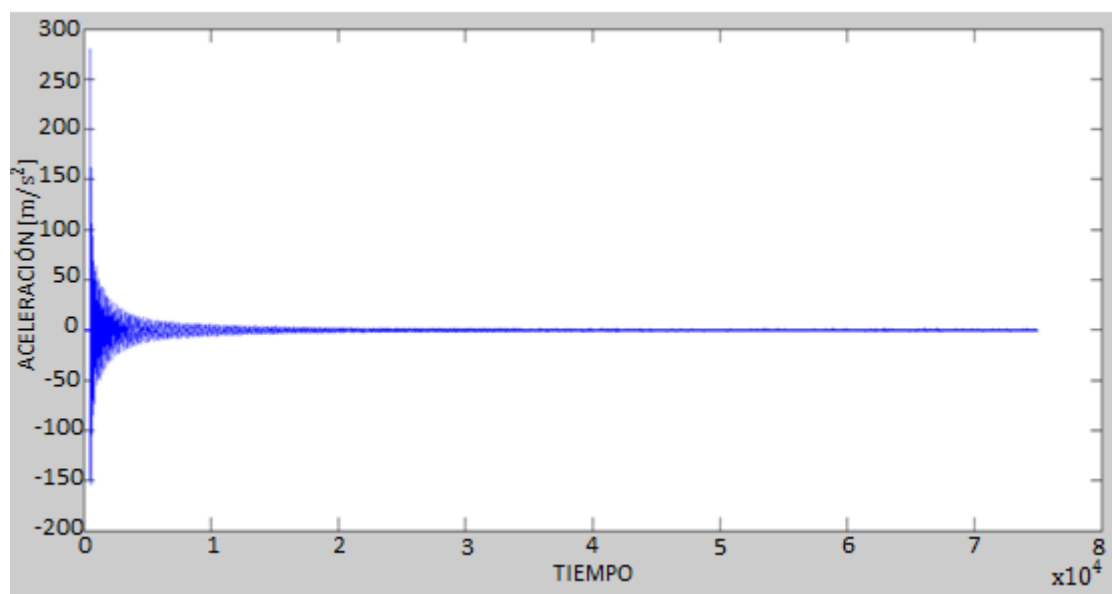


Figura V.24.- Ejemplo de la señal de salida registrada en la viga en voladizo(D. Temporal)

Es una señal oscilatoria con decaimiento exponencial, producida por el impacto del martillo y amortiguada por la misma estructura.

#### V.5.1.6.3.- Viga en voladizo: ensayo en posición 2 (acelerómetro a 35cm del extremo libre)

El procedimiento para realizar el ensayo en la posición 2 ha sido el mismo que en la posición 1. Se diferencia en que en este caso el acelerómetro no está colocado en el extremo libre de la viga en voladizo, sino a 35 cm de dicho extremo.

En esta posición se ha registrado la señal durante 10 s, ya que el amortiguamiento de la vibración en este punto es más rápido.

Al igual que en la posición 1, se han efectuado 100 impactos, pero en este ensayo solo 10 han sido válidos.

### V.5.2.- Viga en condición libre

Ensayar una estructura en condición de libertad quiere decir que ninguno de sus grados de libertad está coaccionado y, teóricamente, está flotando en el aire. Esto no puede conseguirse en la realidad. Para aproximarse a esta condición experimentalmente se utilizan bandas elásticas con una rigidez mucho menor que la de la estructura.

Para realizar el ensayo de la viga en condición de libertad se han añadido dos bandas elásticas al banco de ensayos, encargadas de soportar la estructura.



Figura V.25.- Ensayo modal de la viga en condición libre

#### V.5.2.2.- Geometría de la viga en condición libre

En el ensayo en condición libre se ha intentado nivelar la barra lo máximo posible para excitar la estructura verticalmente. Se han colocado las bandas elásticas siempre en la misma posición para que los resultados obtenidos en los diferentes ensayos no puedan diferir a causa de la distancia de colocación de las cuerdas.

Las bandas siempre han sido colocadas a 25 cm de cada extremo.

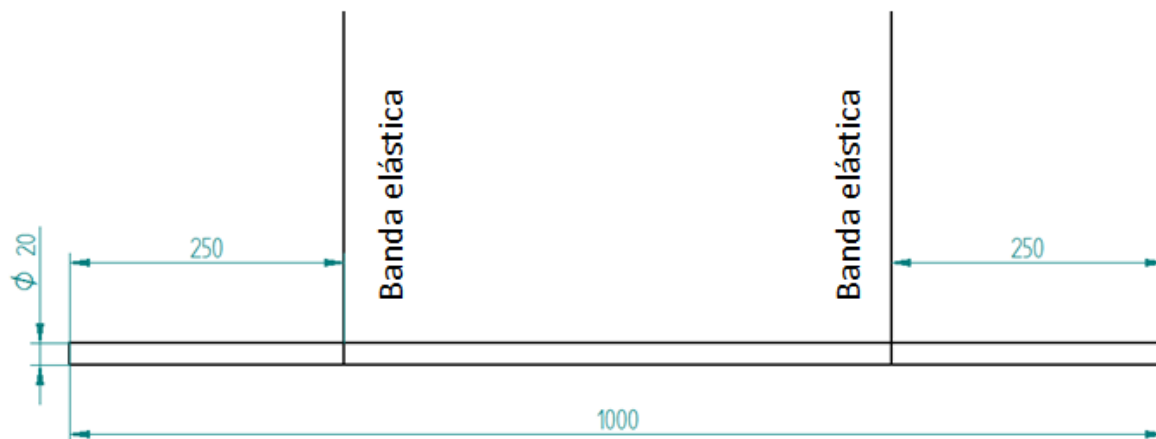


Figura V.26.- Geometría de la estructura en condición de libertad

### V.5.2.3.- Fijación del acelerómetro, excitación de la estructura y frecuencia de muestreo

El procedimiento utilizado para fijar el acelerómetro, excitar la estructura y determinar la frecuencia de muestreo ha sido el mismo que el utilizado para el ensayo de la viga en voladizo.

Como los rangos de frecuencia bajo estudio van a ser los mismos, no es necesario hacer ningún cambio en estos parámetros.

### V.5.2.4.- Posiciones de ensayo en la viga en condición libre

En este caso la excitación siempre se ha efectuado en el mismo punto que está colocado el acelerómetro, controlando únicamente el lugar donde se hace el ensayo

Las diferentes posiciones de ensayo han sido:

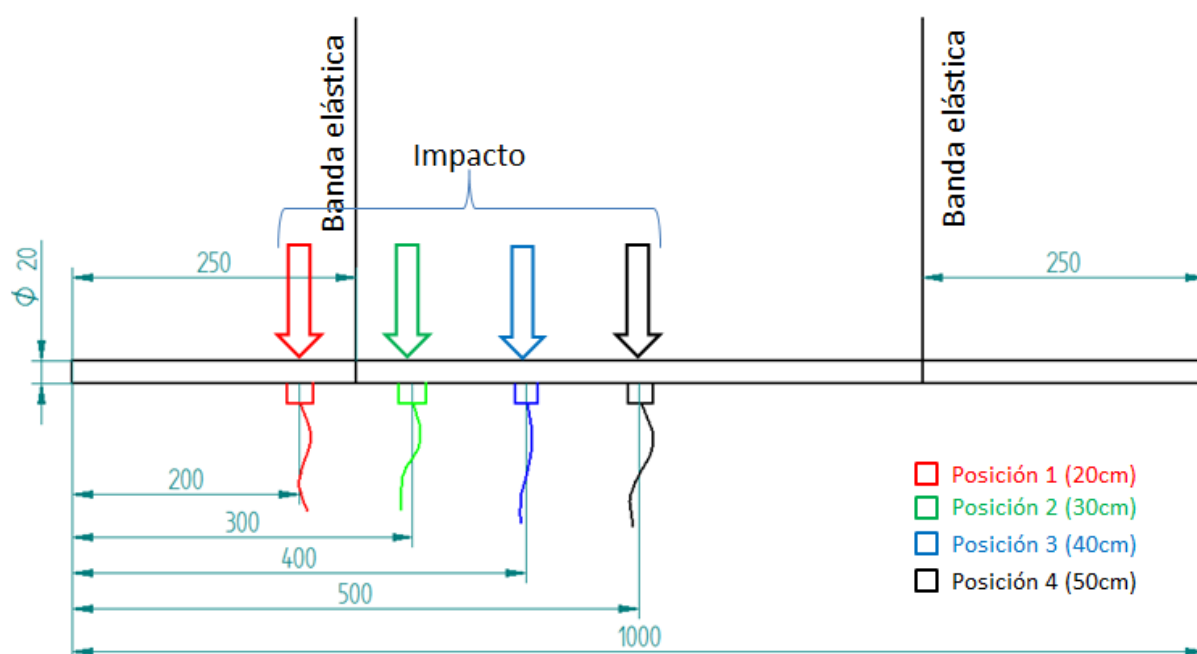


Figura V.27.- Posiciones de ensayo de la viga en condición libre

#### V.5.2.4.2.- Viga en condición libre: ensayo en posición 1 (a 20 cm de un extremo)

En esta posición la excitación y colocación del acelerómetro es próxima a una de las bandas elásticas, por ello la vibración va a ser amortiguada prácticamente por una sola banda. La estructura se amortigua totalmente en unos 10 s, por ello va a ser registrada durante 12 s.

En la condición de libertad es más fácil evitar el doble impacto, por ello no es necesario realizar tantos ensayos para obtener resultados válidos. Se han efectuado 20 impactos sin registrarse ningún "Double Hit".

En el ensayo libre se observa que el rango de frecuencias cubierto, utilizando la misma punta del martillo, es el mismo, hasta unos 1200 Hz.



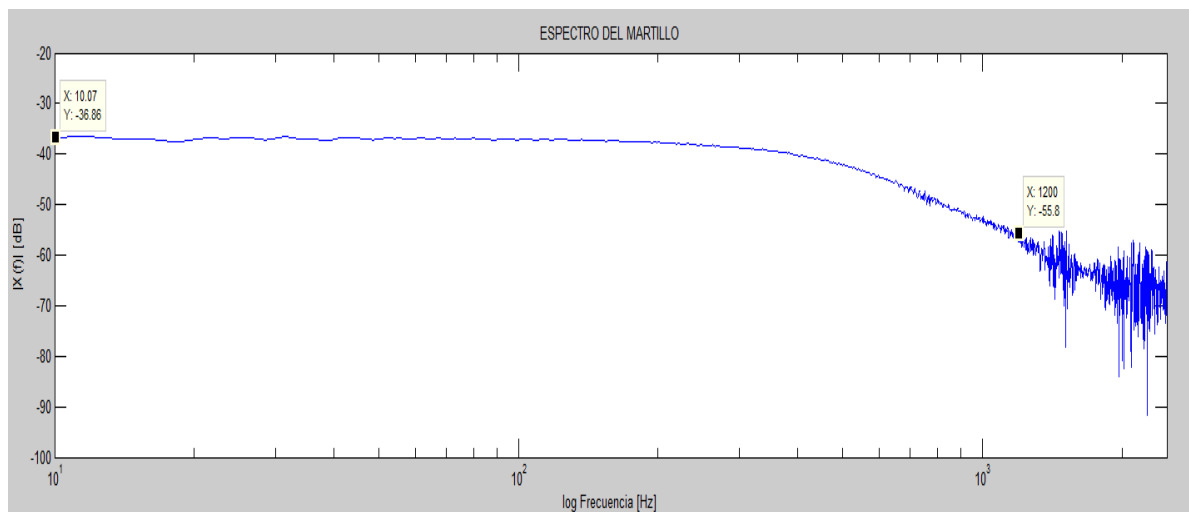


Figura V.28.- Espectro de excitación en el ensayo libre

#### V.5.2.4.3.- Viga en condición libre: ensayo en posición 2 (a 30 cm de un extremo)

Siguiendo el procedimiento de la posición 1 y teniendo en cuenta que también es una posición cercana a una de las bandas elásticas, se ha registrado la señal tras el impacto durante 12 s.

Todos los impactos realizados han sido válidos, por lo tanto se ha obtenido el valor de las frecuencias de 20 excitaciones.

#### V.5.2.4.4.- Viga en condición libre: ensayo en posición 3 (a 40 cm de un extremo)

En esta posición el impacto está más alejado de una de las bandas elásticas y situado entre ambas. El amortiguamiento del golpe del martillo se reparte mejor por ambas bandas. En este caso la vibración tarda más en amortiguarse, por ello se ha registrado la señal durante 15 s.

En la posición 3 también se han efectuado 20 ensayos, en los que 19 el impacto ha sido único y por tanto válido.

#### V.5.2.4.5.- Viga en condición libre: ensayo en posición 4 (a 50 cm de un extremo)

En la posición de ensayo 4 se estudia de la FRF de la viga cuando el impacto y el registro de la señal se efectúan en el punto medio de su longitud.

Igual que en la posición 3, el impacto es amortiguado de la misma forma por ambas bandas elásticas.

La señal se ha registrado durante 15 segundos, un tiempo mayor al que necesita la estructura para amortiguarse totalmente.

En esta posición también se han realizado 20 ensayos, 15 de ellos válidos.

### V.5.3.- Viga bi-apoyada y bi-empotrada

Además de los ensayos realizados con las condiciones de contorno anteriores, se ha probado obtener resultados coaccionando más grados de libertad. Sin embargo, los resultados no han sido los esperados, ya que no se ha conseguido experimentalmente las condiciones de bi-empotramiento y doble apoyo en los extremos.



Figura V.29.- Viga bi-empotrada

Al aumentar el número de grados de libertad coaccionados, los resultados son poco exactos comparados con los que pueden obtenerse numéricamente en un modelo preliminar. Se ha tomado la hipótesis de que puede deberse a que el banco de ensayos, que no es de elevado peso y de un material con rigidez parecida al de la estructura de estudio, actúa absorbiendo parte de las vibraciones y ayudando en el amortiguamiento de la viga.



Figura V.30.- Viga bi-apoyada

Por ello, solo van a estudiarse las anteriores condiciones de contorno (viga en voladizo y viga en condición de libertad) para elaborar un modelo de la estructura.

## Capítulo VI | CREACIÓN DE LOS MODELOS

El objetivo de la creación de un modelo es representar la idealización de un aspecto de la realidad. Dependiendo del aspecto que se quiera reproducir existen varios tipos de modelos, que pueden obtenerse mediante diferentes métodos.

### VI.1.- Introducción al Método de los Elementos Finitos (MEF)

Muchos problemas de la ingeniería mecánica no pueden resolverse en una sola operación global. Por ello, una forma de abordar estos problemas consiste en dividir los sistemas en componentes más pequeños e individuales, denominados “elementos”, con el objetivo de conocer su comportamiento de una forma más sencilla, y seguidamente, reconstruir dicho sistema para estudiarlo de una forma global.

A la separación de los sistemas en elementos se denomina “discretización”. Debido a la mejora de las técnicas de computación del siglo pasado, se ha conseguido resolver los problemas discretos generalmente sin dificultad, aún si el número de elementos es muy elevado.

Existen diferentes métodos de discretización. La aplicación de dichos métodos conlleva realizar aproximaciones con la finalidad de imitar de la forma más cercana posible al sistema continuo. Sin duda, el método de los elementos finitos es el procedimiento general de discretización de los problemas continuos planteados por expresiones definidas de forma matemática.

El método de los elementos finitos es un procedimiento de aproximación de problemas de sistemas continuos en el que:

- El sistema se divide en un número finito de partes, denominadas elementos, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos (nodos).
- En el cálculo de problemas de elasticidad cada nodo es asociado a un desplazamiento y fuerza nodal.
- Al proceso de especificación de nodos se le denomina discretización y a la colección de elementos malla.
- La solución del sistema continuo se expresa como el ensamblaje de los elementos siguiendo las mismas reglas que se aplican a los problemas discretos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas para ser los valores de estas funciones en los nodos.

- El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento en los nodos mediante la aplicación de las funciones de forma o interpolación.

El MEF utiliza ecuaciones matriciales para obtener los resultados del sistema. Estas ecuaciones están basadas en metodologías y principios como: las condiciones de equilibrio, el Principio de la Energía Potencial Total, el Principio de los Trabajos Virtuales o el Método de los Residuos Ponderados.

*Referencias: [26-28]*

## **VI.2.- Análisis por elementos finitos**

El análisis por elementos finitos es una técnica de análisis por computador basada en el procedimiento numérico del Método de los Elementos Finitos.

Generalmente, se diferencian tres fases en cualquier tarea asistida por computador para la simulación y modelización de una estructura [29]:

1. Pre-procesamiento
2. Solución del análisis
3. Post-procesamiento

### **VI.2.1.- Pre-procesamiento**

La primera fase es crear el modelo físico de la estructura que va a ser analizada. La definición de un modelo no es sencilla, pues requiere un estudio minucioso de las características de la estructura que pueden ser determinantes en el comportamiento de la misma. Ha de definirse de manera precisa la geometría del modelo, las conexiones entre los elementos, las condiciones de contorno, las cargas actuantes, las leyes de comportamiento de los materiales, etc.

La elaboración del modelo también conlleva la discretización de la estructura de tal forma que el análisis de los movimientos de ésta se centre en algunos puntos y direcciones que puedan considerarse representativos.

### **VI.2.2.- Solución del análisis**

En esta etapa además de llevarse a cabo los cálculos computacionales, se determinan los parámetros de cálculo como los intervalos de tiempo o número de iteraciones en el análisis. Se obtiene la solución del problema determinando, por ejemplo, las deformaciones o tensiones a las que estará sometida una estructura.

### **VI.2.3.- Post-procesamiento**

Finalmente, los resultados obtenidos pueden ser analizados utilizando la representación gráfica y numérica de los resultados para ver e identificar de manera más sencilla la solución del análisis.

### VI.3.- Abaqus/CAE 6.11-1 (introducción al programa)

Existen diferentes paquetes de software que permiten realizar el análisis por elementos finitos (FEA), tanto libres como bajo licencia. Para crear el modelo en este trabajo se utilizará el programa Abaqus/CAE 6.11-1 de SIMULIA.

## Abaqus 6.11



Figura VI.1.- Icono Abaqus 6.11[30]

Abaqus/CAE es un software que proporciona una simple pero consistente interfaz para crear, introducir, monitorizar y evaluar resultados de las simulaciones de Abaqus/Standard y Abaqus/Explicit. Este programa se divide en módulos, definiendo en cada uno los aspectos necesarios en el proceso de modelización, como por ejemplo definir la geometría, las propiedades de los materiales o generar un mallado.

El modelo debe generarse de forma secuencial, siguiendo el orden de los módulos del programa. Una vez creado el modelo, Abaqus/CAE genera un archivo de entrada que se envía a Abaqus Standard o Explicit para realizar los cálculos. Tras realizar el análisis se genera una base de datos con los resultados. Finalmente, en el módulo de visualización (mediante Abaqus/Viewer) se muestran los resultados del análisis [30].

#### VI.3.2.- Módulos de Abaqus/CAE

Para crear y analizar un modelo hay que seguir una serie de pasos. Estos pasos están estructurados en el programa en forma de módulos en los que se definen las propiedades del modelo que posteriormente es analizado.

##### VI.3.2.1.- Módulo “Part”

El programa define las “Parts” como las partes que constituyen el modelo. En este módulo puede crearse cada parte, definiendo su geometría, que debe representar lo mejor posible la estructura real bajo estudio.

Se recomienda utilizar diferentes tipos de elementos en función de la sencillez geométrica y dimensiones del modelo. Para la creación de modelos pueden utilizarse elementos unidimensionales tipo *wire* (*truss* o *beam*), elementos bidimensionales tipo *shell* y elementos tridimensionales tipo *solid*. Esto es importante porque condiciona el número de nodos y por tanto el tiempo de computación del análisis del modelo.

##### VI.3.2.2.- Módulo “Property”

Este módulo permite definir las propiedades de los diferentes materiales que contiene la estructura del modelo. Además, en “Property” pueden crearse secciones y perfiles con diferentes dimensiones, características y orientaciones, y posteriormente, asignar cada una de estas secciones a diferentes tramos del modelo.

### VI.3.2.3.- Módulo “Assembly”

Después de asignar las propiedades a las partes, éstas deben ensamblarse. Este módulo permite la creación y la modificación del ensamblado de las diferentes partes del modelo, posibilitando la colocación de las mismas en las coordenadas que se desee, permitiendo su translación, rotación o giro.

El ensamblado está compuesto de instancias de las partes, que están posicionadas relativamente una en relación de otra en un sistema global de coordenadas. Las instancias son la representación de las partes en el modelo ensamblado, en el que realmente no se trabaja con las partes anteriormente creadas, sino con las instancias.

Cuando se crean las instancias puede elegirse si son dependientes o independientes. La selección de dependencia es importante cuando se realiza el mallado, ya que si se marca la opción dependiente la parte funcionará como puntero de su instancia y por tanto compartirán la geometría y el mallado, aplicándose la misma malla para todas las instancias dependientes del ensamblado. Sin embargo, si se elige la opción independiente, se puede mallar cada instancia por separado.

### VI.3.2.4.- Módulo “Step”

Permite definir una secuencia de uno o más tipos de análisis. De esta manera se pueden observar cambios si se varían las condiciones de carga o de contorno del modelo, si se varía el modo en el que las diferentes partes interactúan entre sí, si se añaden o eliminan partes,...

En este módulo también se puede elegir el tipo de análisis y los resultados que quieren obtenerse.

### VI.3.2.5.- Módulo “Interaction”

Este módulo es útil para determinar las posibles interacciones entre diferentes partes del modelo. Estas interacciones pueden ser de diferentes tipos como mecánicas o térmicas, por ejemplo puede definirse una unión de engranajes o condiciones de radiación en una transferencia de calor.

Como Abaqus/CAE no reconoce el contacto mecánico entre dos partes, es necesario especificarlo en este módulo como una interacción de contacto.

#### **VI.3.2.6.- Módulo “Load”**

Es uno de los más importantes, ya que en él se determinan las cargas que soporta la estructura y las condiciones de contorno de la misma.

#### **VI.3.2.7.- Módulo “Mesh”**

Una vez creado el modelo se procede al mallado, es decir a la subdivisión del ensamblado en pequeños elementos que permiten obtener los resultados del análisis de la estructura de una forma rápida.

Como existen diferentes técnicas de mallado, el programa permite subdividir el modelo utilizando diferentes tipos de elementos y algoritmos de discretización.

#### **VI.3.2.8.- Módulo “Optimization”**

Para crear una tarea para optimizar la forma o tamaño de un modelo en el que tienen que cumplirse unas restricciones, como de peso o tensión máxima, puede utilizarse este módulo.

El modelo se optimiza de una forma iterativa que produce la modificación de la estructura obteniendo la solución que debe satisfacerse.

#### **VI.3.2.9.- Módulo “Job”**

Tras haber terminado todas las tareas involucradas en la definición del modelo, se utiliza este módulo para analizarlo. Se crea un “Job” del modelo, que es una recopilación de las tareas de todos los módulos anteriores, que es enviado al computador para su análisis.

#### **VI.3.2.10.- Módulo “Visualization”**

Este módulo proporciona una representación gráfica y numérica de los resultados de los modelos tras el análisis.

Es muy útil para observar los resultados ya que muestra, por ejemplo, la deformada final de un modelo tras la aplicación de las cargas, así como la historia temporal, diferentes características de la estructura y lugares de interés como el de deformación o tensión máxima.

## VI.4.- Creación del modelo en Abaqus

Se va a crear el modelo de una viga cilíndrica de aluminio y sección circular maciza con la ayuda del software Abaqus/CAE. Esta estructura va a estudiarse en diferentes condiciones de contorno. Por ello van a crearse modelos, correspondientes a la viga en voladizo y la viga libre.


Los modelos se analizarán modalmente, obteniendo las frecuencias modales de los diferentes modos de vibración de la estructura para posteriormente comprobarlos con los resultados obtenidos experimentalmente y poder validar de esta forma el modelo.


Para crear los modelos van a seguirse las fases de pre-procesamiento, solución del análisis y post-procesamiento mediante los diferentes módulos de Abaqus.


### VI.4.1.- Creación de los Modelos de elementos finitos de la viga en voladizo

#### VI.4.1.1.- Creación del modelo tipo “beam” de la viga en voladizo

##### VI.4.1.1.1.- Creación de la “Part” de la viga

Cuando se crea un modelo lo primero que debe hacerse es definir su geometría. Para ello en el módulo “Part” de Abaqus/CAE se selecciona *Create Part* . Hay que indicar el nombre de la parte y la forma característica que va a utilizarse, en este caso puede generarse un modelo *solid* o *wire*.


Como la geometría de la viga es sencilla, siendo una dimensión mucho mayor que las otras puede definirse la geometría con la forma *wire*. Se elige esa opción en *Shape* y se presiona *continue*. Aparecerá un fondo cuadrículado. Para dibujar la geometría de la viga se usa el comando *Create Lines: Connected*  y se indica con coordenadas el punto inicial y final de la viga indicando así su longitud, siempre en un sistema de unidades coherente.

También puede definirse la longitud de la viga introduciendo sus medidas directamente con *Add Dimension* .

Tras indicar la longitud, puede pulsarse el botón *Done* y la “part” es creada.

Para posteriormente poder determinar la posición de las condiciones de contorno basadas en el ensayo en voladizo de la estructura (geometría mostrada en la figura V.16.) es necesario crear particiones.

Las particiones pueden hacerse de varias maneras. En este caso va a seguirse el siguiente procedimiento:

- Primero se crean los planos perpendiculares al eje de la viga en los que van a realizarse las particiones. Esto puede hacerse en *Create Datum Plane: Offset From Principal Plane* . Se selecciona el eje principal del que quieren tomarse las medidas y se indica la distancia. Hay que crear 4 planos para especificar las dos regiones que son empotradas.




- Una vez creados los planos se procede a realizar las particiones en *Partition Edge: Use Datum Plane* . Se selecciona el plano y se crea la partición.






Figura VI.2.- Creación de la “part” con particiones


Tras crear la “part” deben definirse sus propiedades, para ello hay que dirigirse al módulo “Property”.


#### VI.4.1.1.2.- Definición de las propiedades de la viga

En el módulo “Property” se definen las propiedades de la viga, además del material del que la estructura está constituida. Debe indicarse la geometría de la sección y su orientación.

Primero se introducen las propiedades del material, un aluminio con las características de la tabla V.1. Para ello se pulsa *Create Material* . Aparece una ventana en la que en *General* se introduce el valor de la densidad, y en *Mechanical / Elasticity / Elastic* se indican las propiedades elásticas del material: Módulo de Young y Coeficiente de Poisson. El resto de apartados se dejan por defecto.

Una vez creado el material debe definirse la sección con el material asociado. Esta sección es tipo *Beam*. Esto se hace en *Create Section* . Tras seleccionar el tipo de sección, hay que introducir la geometría que tiene el perfil de la viga. Pulsando el icono *Create Beam Profile*  puede diseñarse la forma de su sección, en este caso circular con un radio de 0,01 m.

Después de crear la sección es necesario asignar a la parte del modelo correspondiente. Para ello se pulsa *Assign Section*  y se selecciona la región, en este caso toda la viga. Si todo es correcto el modelo se mostrará en verde.

Finalmente hay que determinar la orientación de la sección en *Assign Beam Orientation* . Para indicar la posición de la sección respecto a la estructura, es necesario que la sección esté en la dirección adecuada para que el programa realice los cálculos de forma correcta.

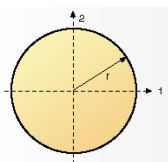


Figura VI.3.- Direcciones de la sección circular

La sección tiene 3 direcciones que son “n1”, “n2” y “t”. Cuando se introduce la orientación de la sección el programa pide las coordenadas de la dirección *n1* en el modelo

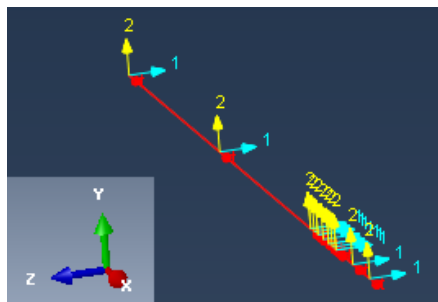



Figura VI.4.- Asignación de la orientación de la sección


La dirección “t” debe ser perpendicular a la sección, tal y como se muestra en la figura.

#### VI.4.1.1.3.- Creación del ensamblado del modelo

En este caso es sencillo realizar el ensamblado ya que sólo está formado por una parte. El módulo “Assembly” permite realizar esta operación: sólo hay que pulsar *Instance Part* , seleccionar la parte creada (denominada “Viga\_wire”) y elegir el tipo de instancia que puede ser dependiente o independiente. Como el modelo está formado por una sola parte puede elegirse cualquiera de las dos opciones. Se dejará por defecto en dependiente pudiendo así mallar en la parte.

Cuando se crea el ensamblado el modelo se mostrará en azul.

#### VI.4.1.1.4.- Selección del tipo de análisis

Para indicar el tipo de análisis que quiere realizarse de la estructura hay que dirigirse al módulo “Step”. Se hará un análisis modal de la viga para obtener sus frecuencias modales. Para realizar el análisis modal utilizando este software hay que crear el *step* en *Create Step* . En Procedure type se elige *Linear perturbation* y de todas las opciones se selecciona *Frequency* y se presiona *Continue*, para determinar las características del análisis.

En la ventana que aparece para editar el *Step* se deja todo por defecto excepto el rango de frecuencia de estudio (*Maximum frequency of interest*) que depende del que haya podido obtenerse en los ensayos para poder compararlo. Va especificarse un rango hasta 1500 Hz.

#### VI.4.1.1.5.- Definición de las condiciones de contorno

En el módulo “Load” puede definirse la condición de viga en voladizo. La condición de voladizo quiere decir que la viga está empotrada en uno de sus extremos, pero en el ensayo no ha sido posible empotrar la estructura justo en uno de los extremos, por lo que la parte de la estructura restante funcionará como extremo libre.



En Abaqus, la condición de contorno de empotramiento se introduce en *Create Boudary Condition* , donde en “Types for Selected Step” se selecciona *Symmetry/Antisymmetry/Encastre*, se marcan las regiones que son empotradas y, finalmente, se escoge la opción *ENCASTRE*, que restringe todas las traslaciones y giros.




Figura VI.5.- Determinación de las condiciones de contorno

Una vez determinadas las condiciones de contorno se procede a la discretización del modelo en elementos finitos, es decir, a la creación de la malla.



#### VI.4.1.1.6.- Discretización del modelo

Como se ha elegido la opción dependiente en la creación del ensamblado, el modelo debe mallarse en la parte. Existen diferentes técnicas de mallado, en este caso la geometría de la estructura es sencilla y va a discretizarse introduciendo el valor del tamaño de los elementos de forma global en *Seed Part* .


Tras especificar el tamaño de malla se discretiza el modelo en *Mesh Part* .

Será necesario realizar un análisis de sensibilidad del mallado con el objetivo de determinar el número de nodos óptimo para obtener resultados fiables con el menor coste de computación posible. Se empezará con el tamaño de elemento especificado por el programa y se irá reduciendo hasta que los resultados se estabilicen.

#### VI.4.1.1.7.- Obtención de resultados y análisis de mallado

Una vez creado y mallado el modelo pueden obtenerse los resultados. Para eso hay que dirigirse al módulo “Job” y crear un *job* en *Create Job*  para que el computador calcule la solución del problema. Una vez creado, desde el *Job Manager*  se selecciona *Submit* y se obtienen los resultados tras un tiempo de cálculo. Tras terminarse el análisis pueden observarse los resultados pulsando *Results* que dirige directamente al módulo “Visualization”.

Para obtener los resultados del análisis modal hay que ir a la barra de herramientas principal y seleccionar “*Result*”/*Step Frame* donde se muestra el valor de la frecuencia de los diferentes modos de vibración.

Para realizar el análisis de sensibilidad del mallado se pulsa *Query Information*  y la opción *Mesh* que indica el número de nodos y elementos de la malla. Es necesario apuntar los valores de las frecuencias modales para cada número de nodos utilizados en el mallado.

El análisis de sensibilidad de mallado va a estudiarse con los resultados en el cuarto modo de vibración, ya que sus valores de frecuencia modal son los que más varían al aumentar el número de nodos en el modelo.

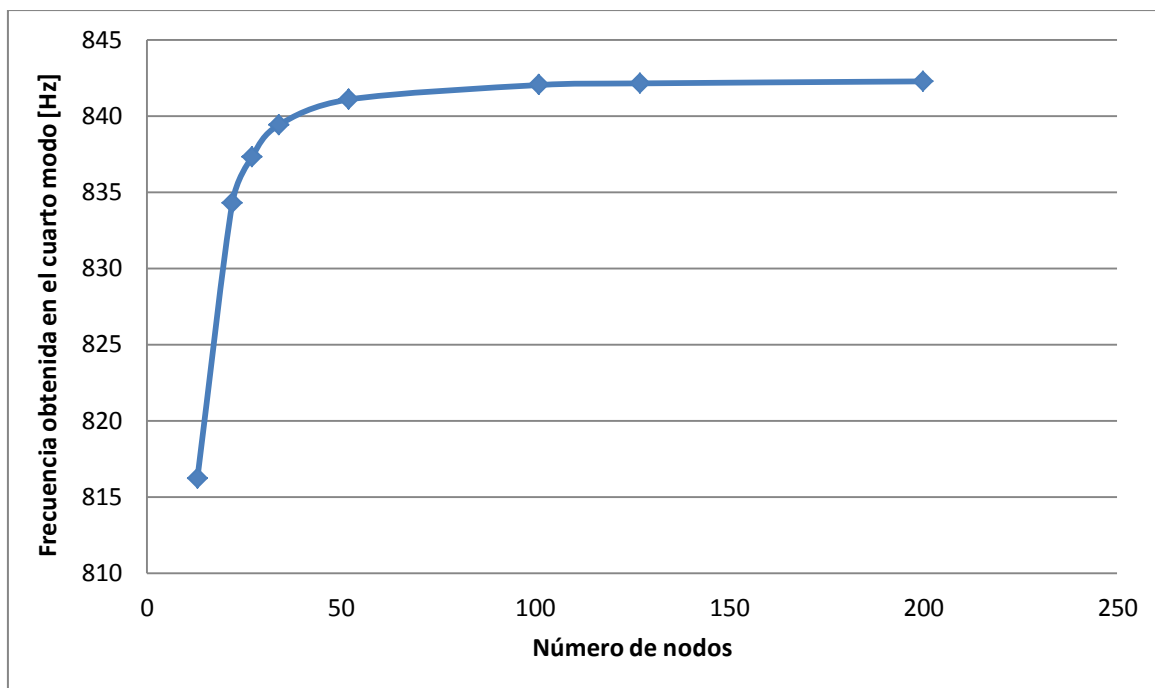





Figura VI.6.- Análisis de mallado del modelo tipo “beam” la viga en voladizo basado en los valores del 4º modo

A partir de 127 nodos los valores obtenidos se mantienen constantes, por tanto se utilizará este número de nodos para mallar el modelo de elementos finitos.

Si quiere visualizarse como es la forma de los modos de vibración se selecciona *Plot Contours on Deformed Shape* .

También, se puede ver cómo se deforma la viga según cada modo de vibración en el tiempo de forma animada con *Animate: Scale Factor*  y editarse las condiciones de animación en *Antimation Options* . De esta manera se muestran fácilmente los nodos de los modos de vibración, ya que la posición en la que se encuentran no varía en el tiempo.

## VI.4.2.- Creación del modelo de elementos finitos tipo “solid” de la viga en voladizo

Es recomendable crear un modelo con elementos tridimensionales si se quieren obtener resultados más aproximados de la realidad. Sin embargo el tiempo de computación será mayor ya que contendrá un mayor número de nodos y elementos.

Para crear el modelo tipo “solid” de la viga en voladizo deben seguirse los mismos pasos que en el modelo tipo “beam”. Sin embargo, deben escogerse diferentes opciones en el programa, pues los elementos utilizados no son los mismos.

### VI.4.2.1.- Principales diferencias respecto a la creación del modelo tipo “beam”

#### VI.4.2.1.1.- Creación de la “Part” en el modelo tipo “solid”.

Cuando se crea la parte se elige la opción *Solid*, su geometría puede trazarse por extrusión (*Extrusion*) determinando primero la sección y después la longitud. La parte creada se mostrará en pantalla (Figura VI.7).

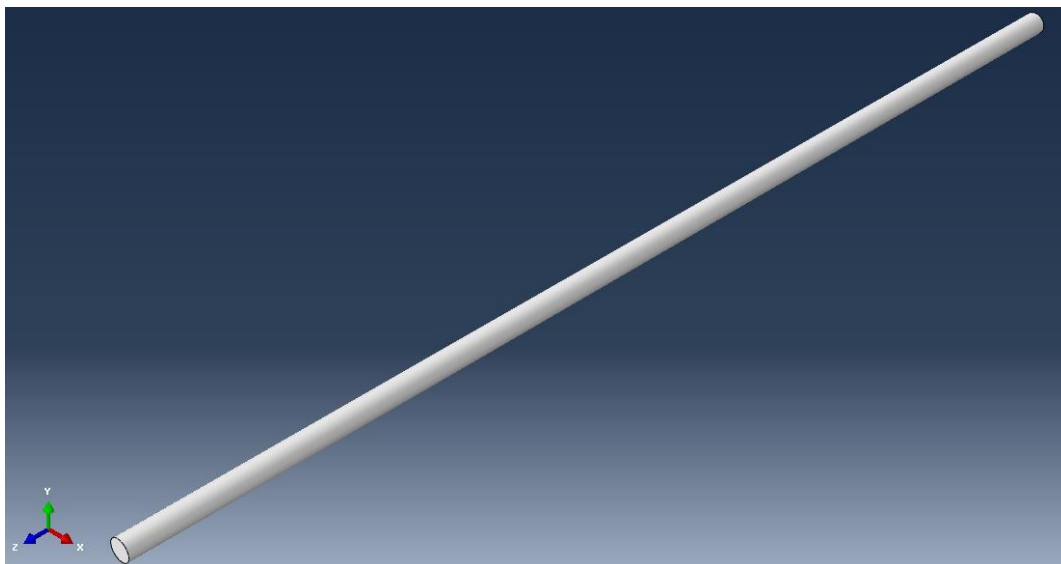



Figura VI.7.- Creación de la *Part* en el modelo sólido

Igual que en el modelo tipo “beam”, es necesario realizar particiones para más tarde especificar la localización de las condiciones de contorno. Al tratarse de un modelo sólido puede seguirse el siguiente procedimiento:

- Primero se crean los planos igual que en el modelo anterior.
- Una vez creados los planos deben realizarse las particiones con la opción *Partition Cell: Use Datum Plane* , se seleccionan los planos y se crean las particiones.

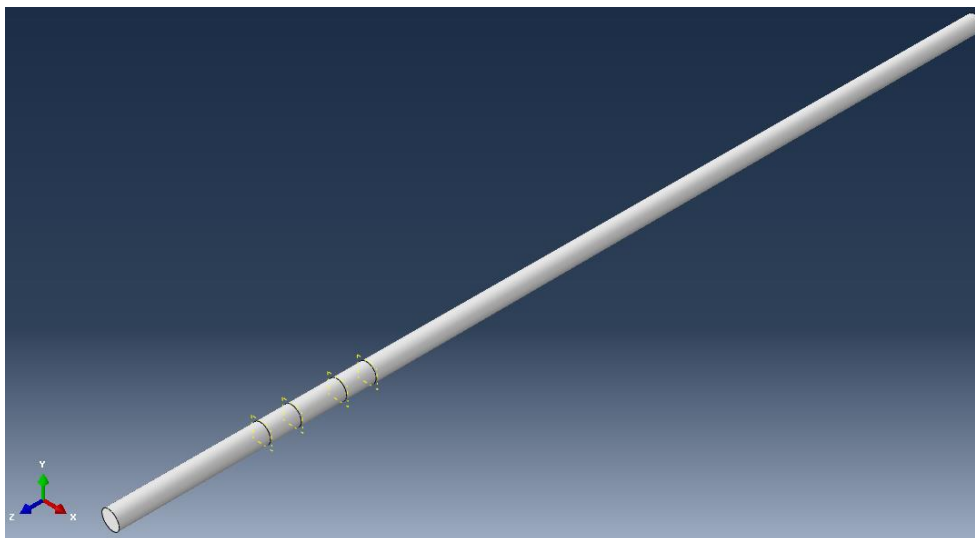


Figura VI.8.- Particiones en el modelo sólido

#### VI.4.2.1.2.- Definición de la orientación del perfil

En el modelo tipo “beam” se determinó que era necesario crear un perfil y definir su orientación en el módulo “Property”, sin embargo, en el modelo “solid” no es necesario.

#### VI.4.2.1.3.- Mallado en el modelo tipo “solid”

En los módulos desde “Part” hasta “Mesh” se especifican las características de la estructura de la misma manera que en el modelo tipo “beam” pero, en la creación del mallado se observan algunas diferencias. Los elementos utilizados para discretizar la estructura son de tipo *Hex* (hexagonal) y se utiliza la técnica de mallado *Sweep* (barrido).

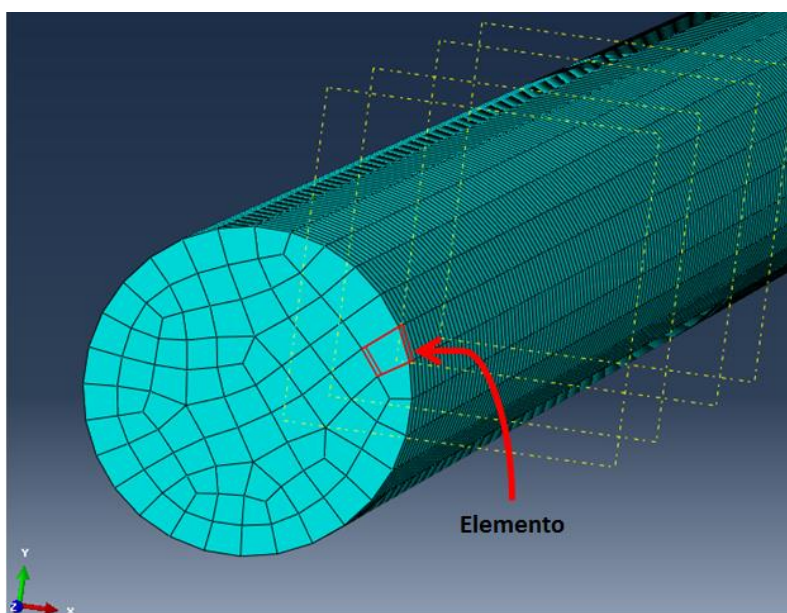


Figura VI.9.- Mallado del modelo tipo “solid”

También debe hacerse un análisis de sensibilidad de mallado. Los resultados de este análisis se muestran en la Figura VI.10.

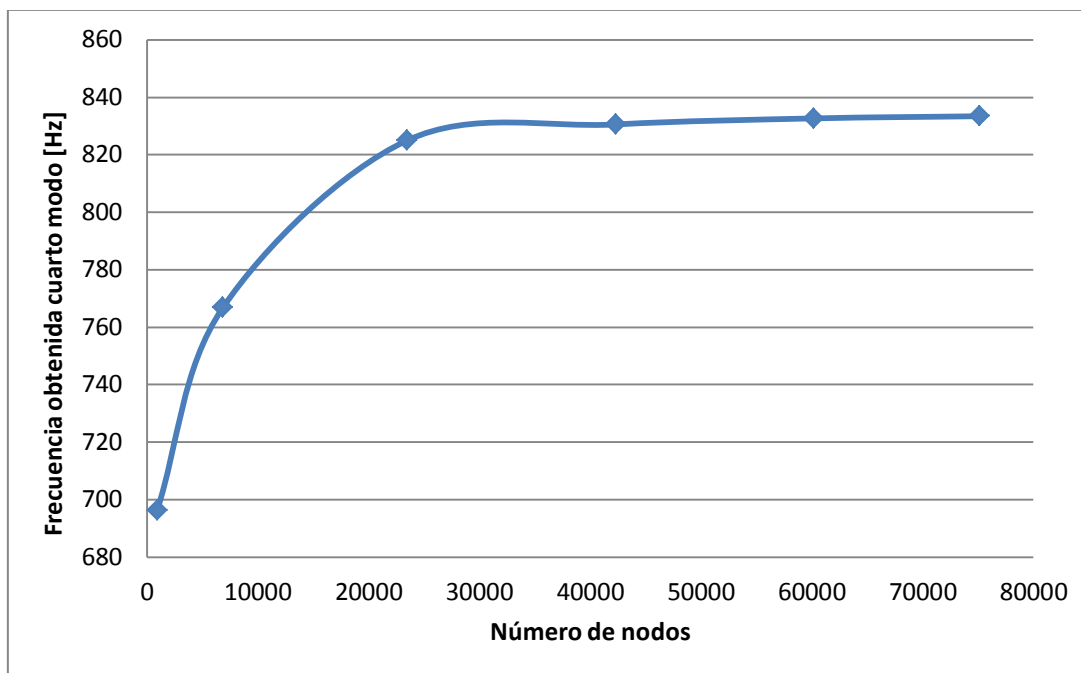


Figura VI.10.- Análisis de mallado del modelo tipo “solid” la viga en voladizo basado en los valores del 4º modo

Puede decirse que a partir de unos 40000 nodos los resultados se estabilizan. El número de nodos utilizado en este modelo es mucho mayor que el de tipo “beam”, por tanto el tiempo de computación también es mayor.

### VI.4.3.- Creación de los modelos de elementos finitos de la viga en condición libre

#### VI.4.3.1.- Creación del modelo de elementos finitos tipo “beam” de la viga en condición libre

El procedimiento seguido para crear el modelo tipo “beam” de la viga en condición libre es el mismo que el explicado para el modelo tipo “beam” de la viga en voladizo. La diferencia esencial entre ambos modelos es que para crear el de condición libre no es necesario hacer ningún tipo de partición ni imponer condiciones de contorno.

Para hacer el análisis de mallado se van a seleccionar los resultados obtenidos en el quinto modo de flexión.

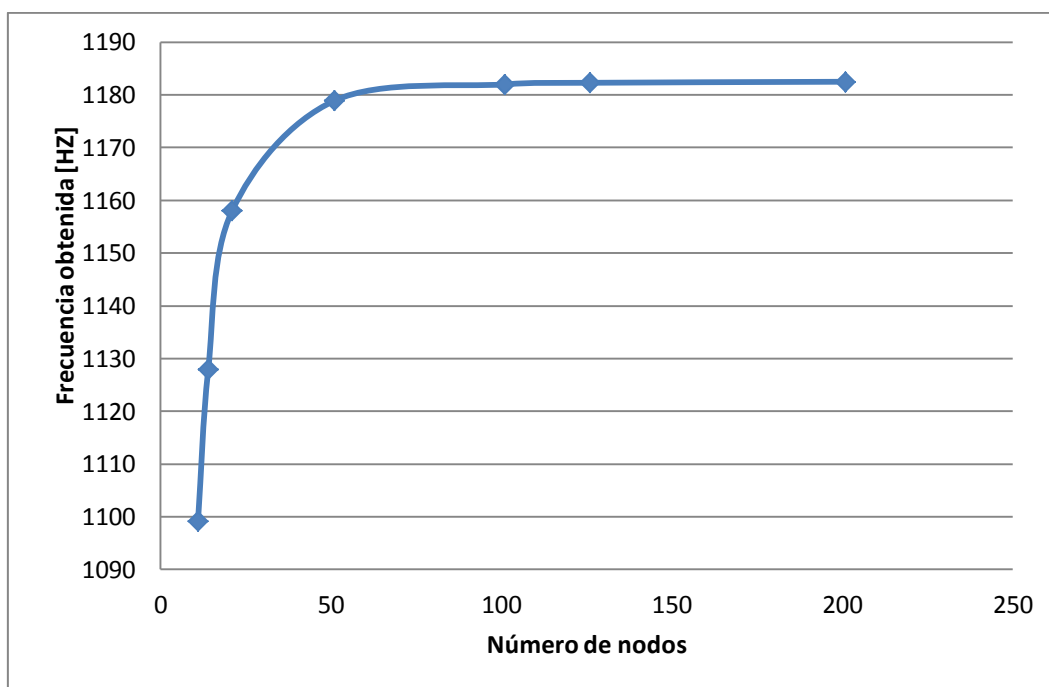


Figura VI.11.- Análisis de mallado del modelo tipo “beam” de la viga libre basado en los valores del 5º modo

En la figura VI.11. se observa que en 101 nodos se estabilizan los resultados, por tanto se utilizará este valor para realizar el mallado y estudiar el modelo.



#### VI.4.3.2.- Creación del modelo de elementos finitos tipo “solid” de la viga en condición libre

La creación del modelo tipo “solid” de la viga en condición libre es más sencillo que el de la viga en voladizo, ya que se siguen los mismos pasos pero no hay que realizar particiones ni especificar condiciones de contorno.

También se hace un análisis de sensibilidad (Figura VI.12), en el que se observa que alrededor de los 35000 nodos los resultados obtenidos para el quinto nodo se muestran constantes.

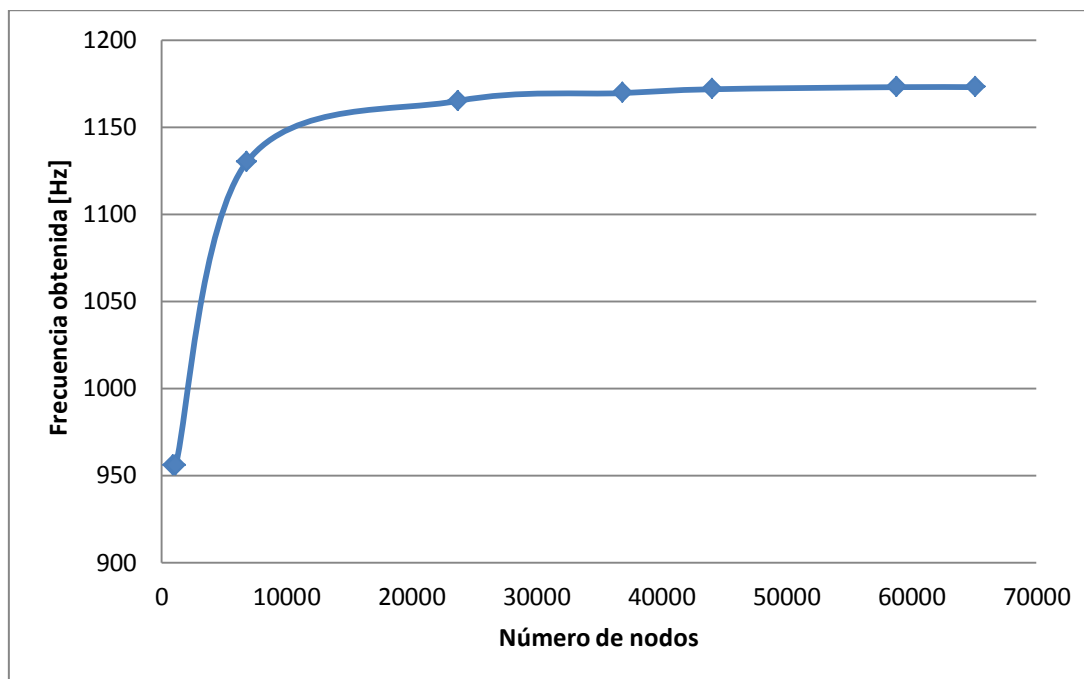


Figura VI.12.- Análisis de mallado del modelo tipo “solid” de la viga libre basado en los valores del 5º modo



## Capítulo VII | RESULTADOS

### VII.1.- Resultados de la Viga en voladizo

#### VII.1.1.- Resultados experimentales obtenidos en la viga en voladizo

##### VII.1.1.1.- Resultados ensayo en posición 1 (excitación y acelerómetro en el extremo)

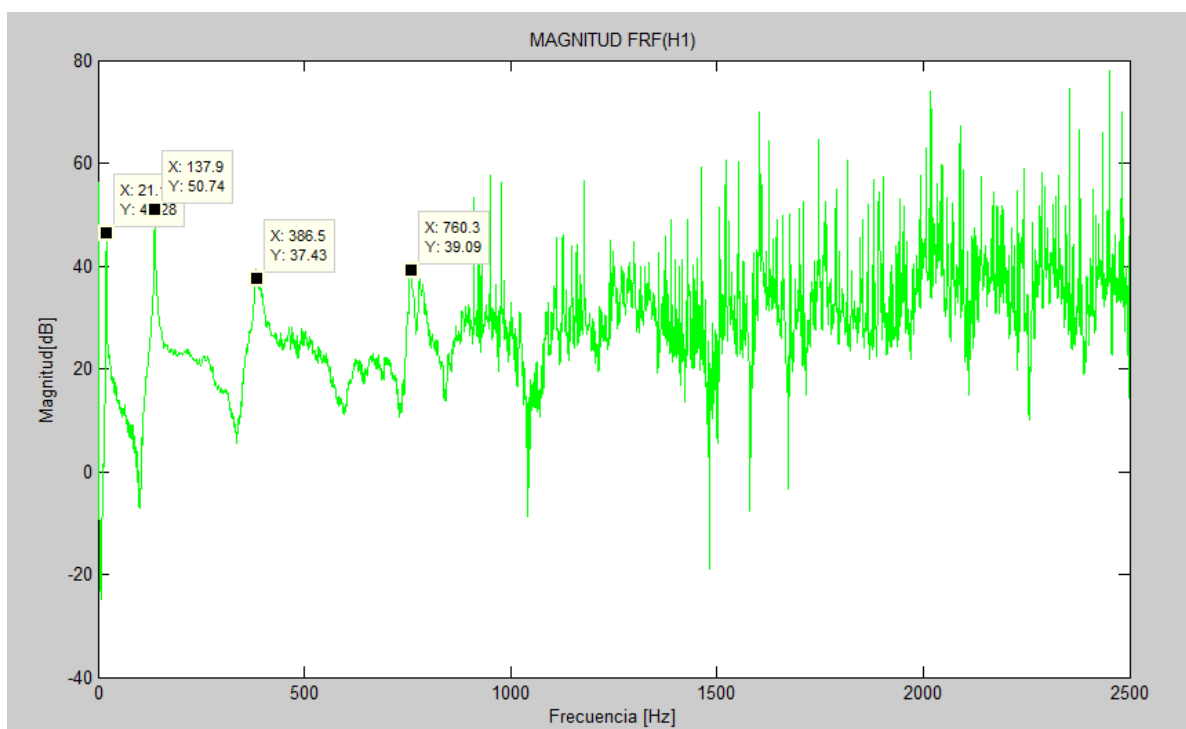


Figura VII.1.- Ejemplo de la FRF en la viga en voladizo, ensayo en posición 1

Tabla VII.1.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en voladizo (Posición 1)

	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo
<b>Media [Hz]</b>	21,17	137,85	385,77	763,80
<b>Desviación (<math>\sigma</math>)</b>	0,12	0,15	1,49	6,10

### VII.1.1.2.- Resultados ensayo en posición 2 (acelerómetro a 35cm del extremo libre)

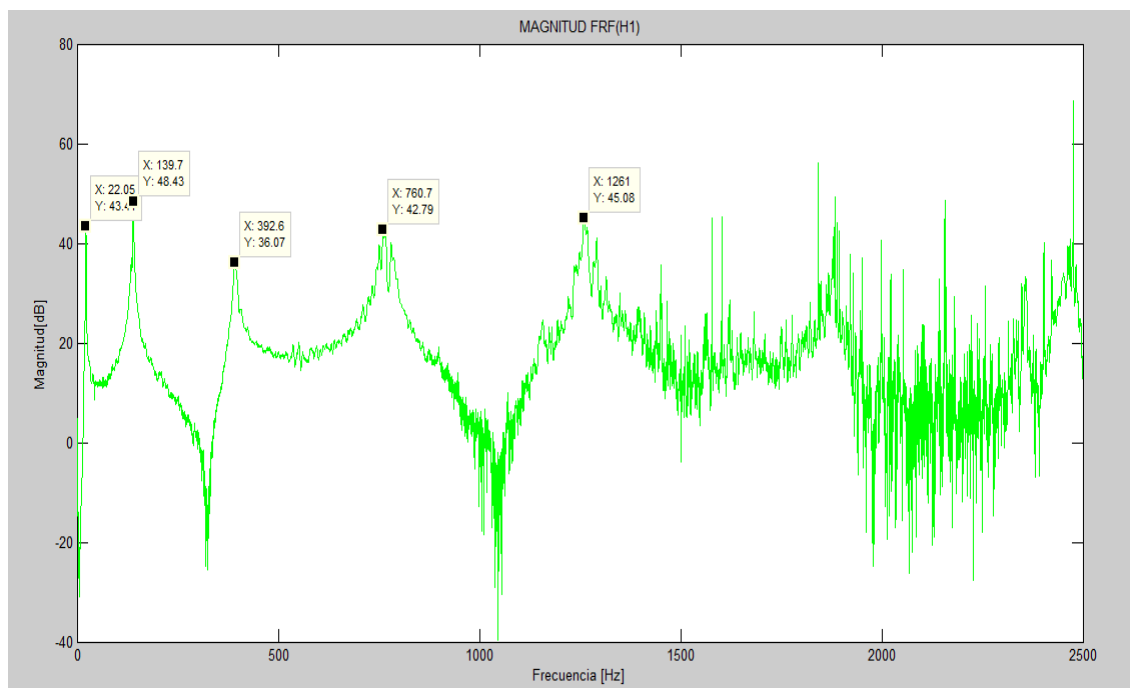


Figura VII.2.- Ejemplo de la FRF en la viga en voladizo, ensayo en posición 2

Tabla VII.2.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en voladizo (Posición 2)

	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo
<b>Media [Hz]</b>	22,17	139,70	392,45	760,91
<b>Desviación(<math>\sigma</math>)</b>	0,05	0,05	0,69	2,57

### VII.1.1.3.- Resultados medios obtenidos en la viga en voladizo

Tabla VII.3.- Resultados obtenidos en la viga en voladizo

	Frecuencia obtenida [Hz]			
<b>Posición</b>	<b>1<sup>er</sup> modo</b>	<b>2<sup>o</sup> modo</b>	<b>3<sup>er</sup> modo</b>	<b>4<sup>o</sup> modo</b>
<b>1</b>	21,17	137,85	385,76	763,80
<b>2</b>	22,17	139,70	392,45	760,91
<b>Media [Hz]</b>	<b>21,67</b>	<b>138,77</b>	<b>389,11</b>	<b>762,35</b>
<b>Desviación</b>	<b>0,71</b>	<b>1,31</b>	<b>4,73</b>	<b>2,04</b>

*Nota: Pueden observarse los resultados de la frecuencia modal obtenidos en cada ensayo válido de la viga en voladizo en el capítulo XI | ANEXOS: Apartado XI. 2*

## VII.1.2.- Resultados obtenidos en los modelos de la viga en voladizo

### VII.1.2.1.- Resultados obtenidos en el modelo tipo “beam” de la viga en voladizo

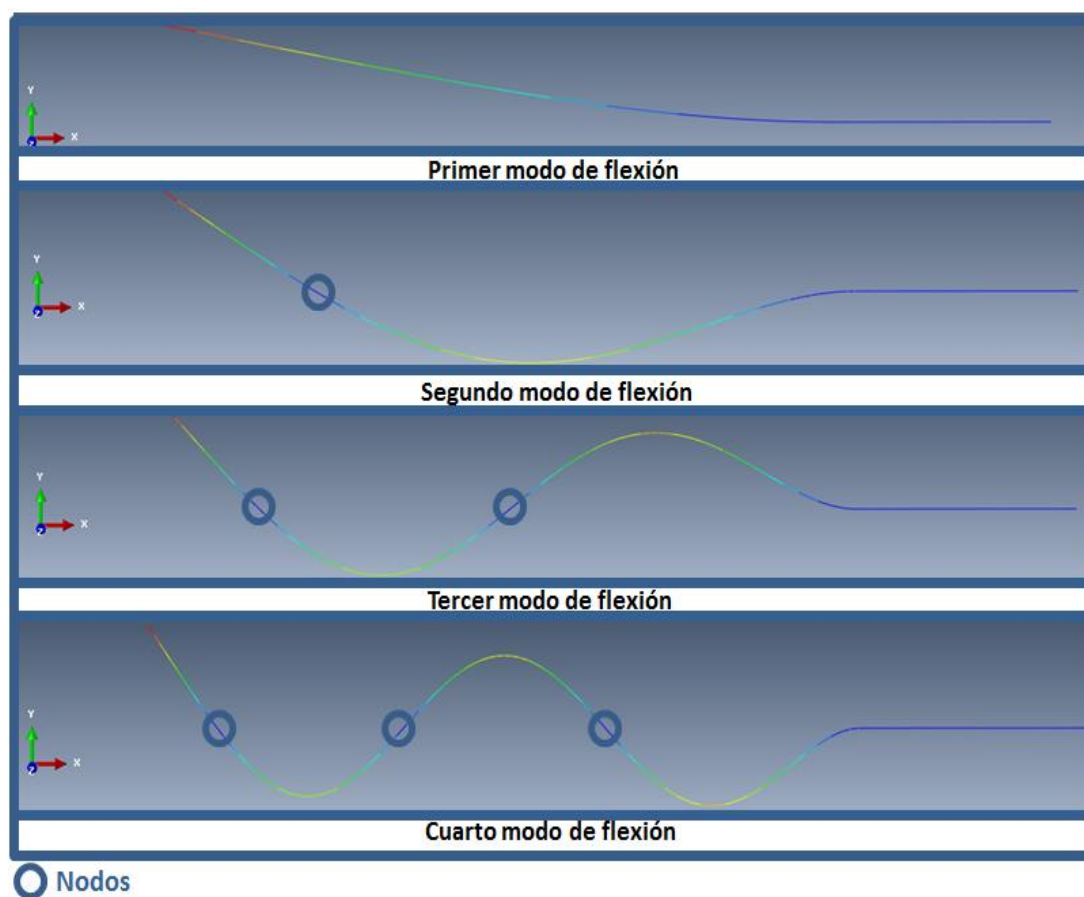


Figura VII.3.- Forma de los modos de flexión de la viga en voladizo (modelo tipo “beam”)

Tabla VII.4.- Resultados obtenidos del modelo tipo “beam” de la viga en voladizo

Frecuencia obtenida [Hz]			
1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo
24,79	154,96	432,19	842,14

### VII.1.2.2.- Resultados obtenidos en el modelo tipo “solid” de la viga en voladizo

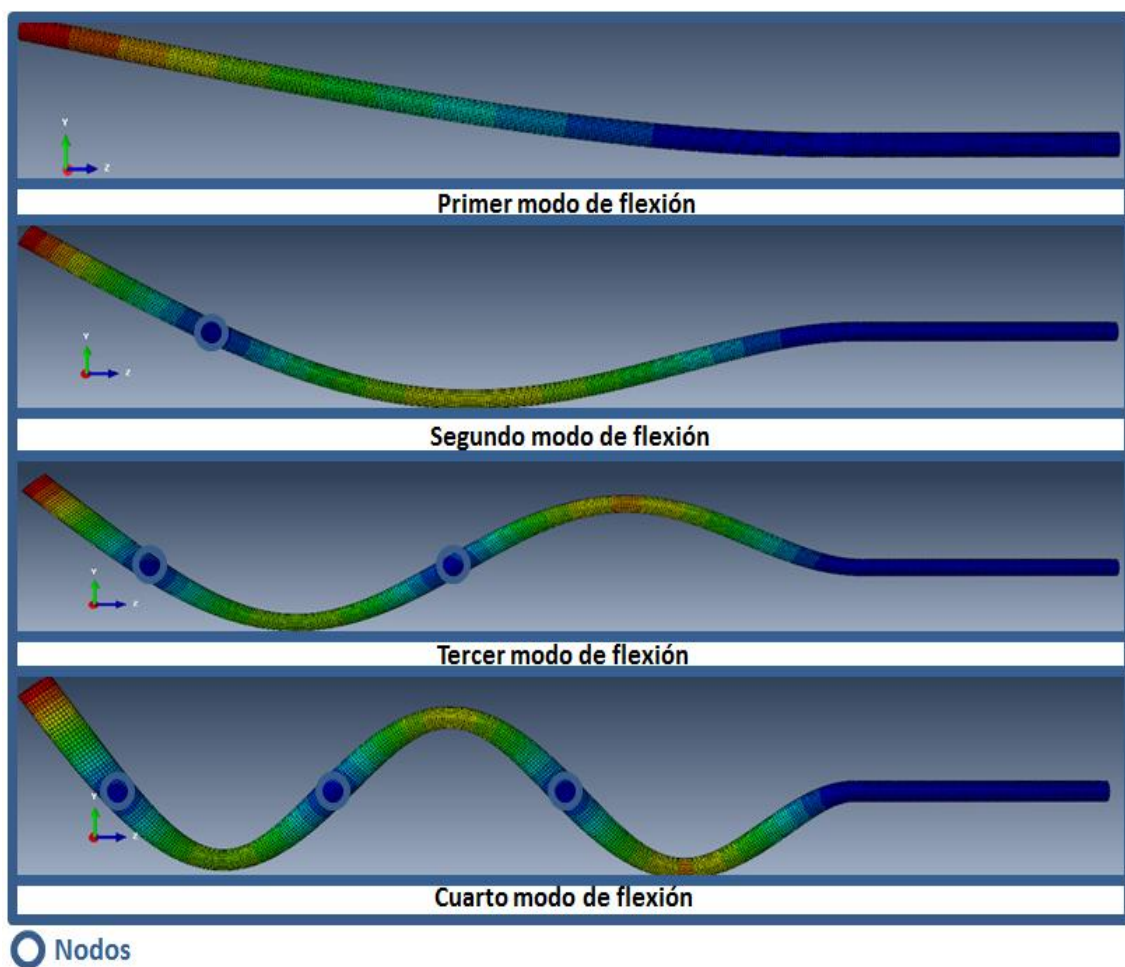


Figura VII.4.- Forma de los modos de flexión de la viga en voladizo (modelo tipo “solid”)

Tabla VII.5.- Resultados obtenidos del modelo tipo “solid” de la viga en voladizo

Frecuencia obtenida [Hz]			
1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo
24,42	152,71	426,06	830,55

### VII.1.3.- Comparación de los resultados experimentales y numéricos

Tabla VII.6.- Comparación resultados obtenidos del modelo y experimentalmente v.Voladizo

	Frecuencia obtenida [Hz]			
	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo
<b>Modelo tipo "beam"</b>	24,79	154,96	432,19	842,14
<b>Modelo tipo "solid"</b>	24,42	152,71	426,06	830,55
<b>Experimentalmente</b>	21,67	138,77	389,11	762,36

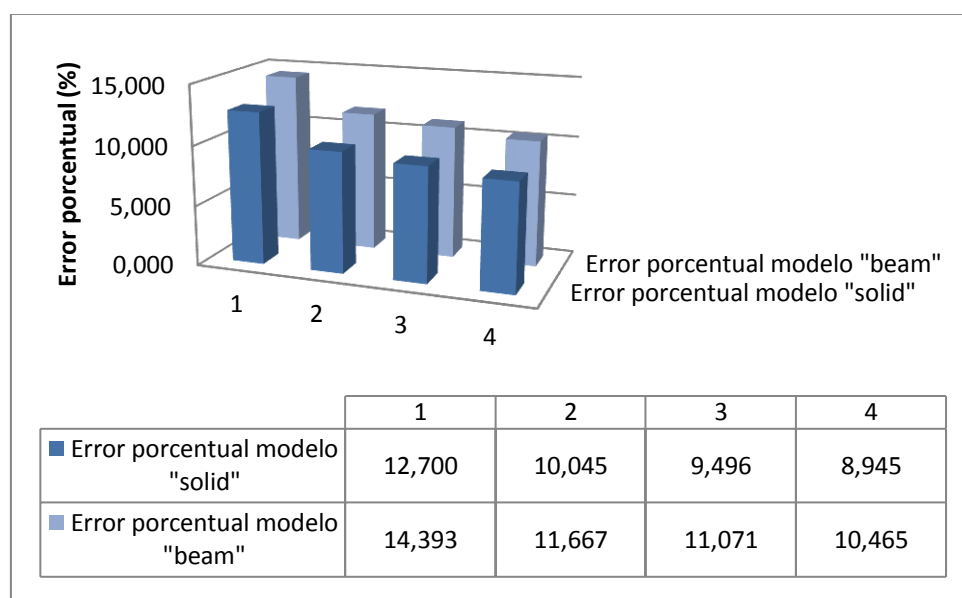


Figura VII.5.- Error porcentual de los resultados Modelo – Experimental en la viga voladizo

## VII.2.- Resultados de la viga en condición libre

### VII.2.1.- Resultados experimentales

#### VII.2.1.1.- Resultados ensayo en posición 1 (a 20 cm de un extremo)

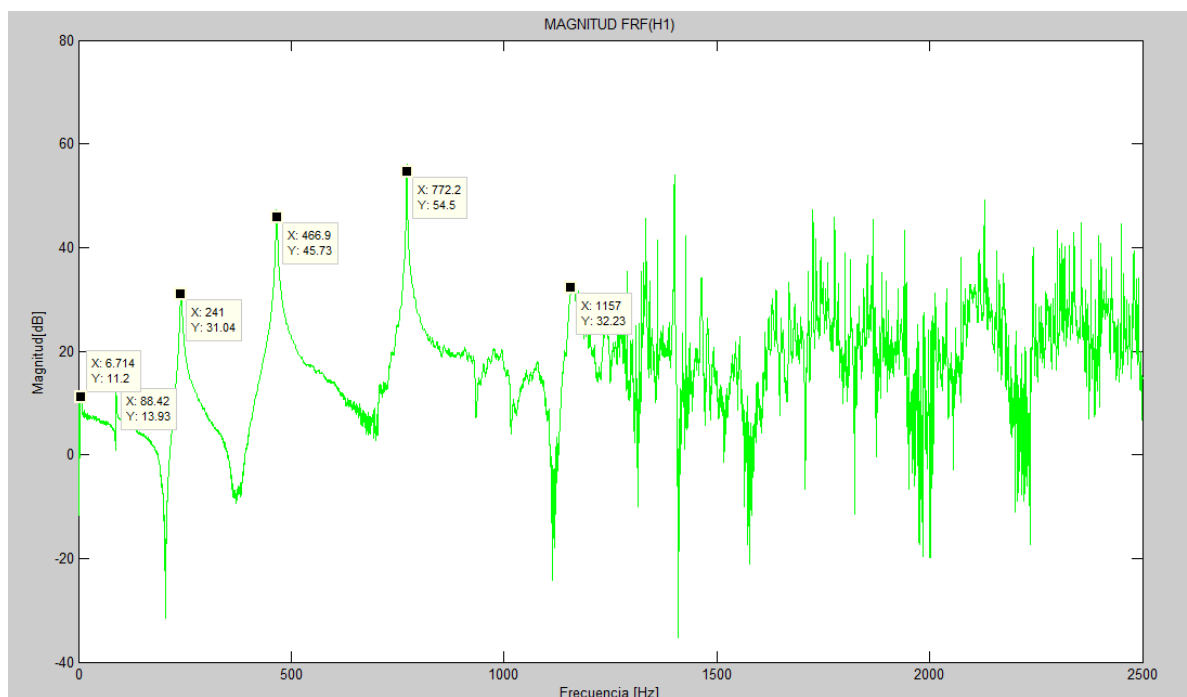


Figura VII.6.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 1

Tabla VII.7.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad (Posición 1)

	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
<b>Media [Hz]</b>	6,95	88,20	241,08	466,00	771,92	1161,00
<b>Desviación (<math>\sigma</math>)</b>	0,76	1,13	0,30	0,22	0,07	5,66



### VII.2.1.2.- Resultados ensayo en posición 2 (a 30 cm de un extremo)

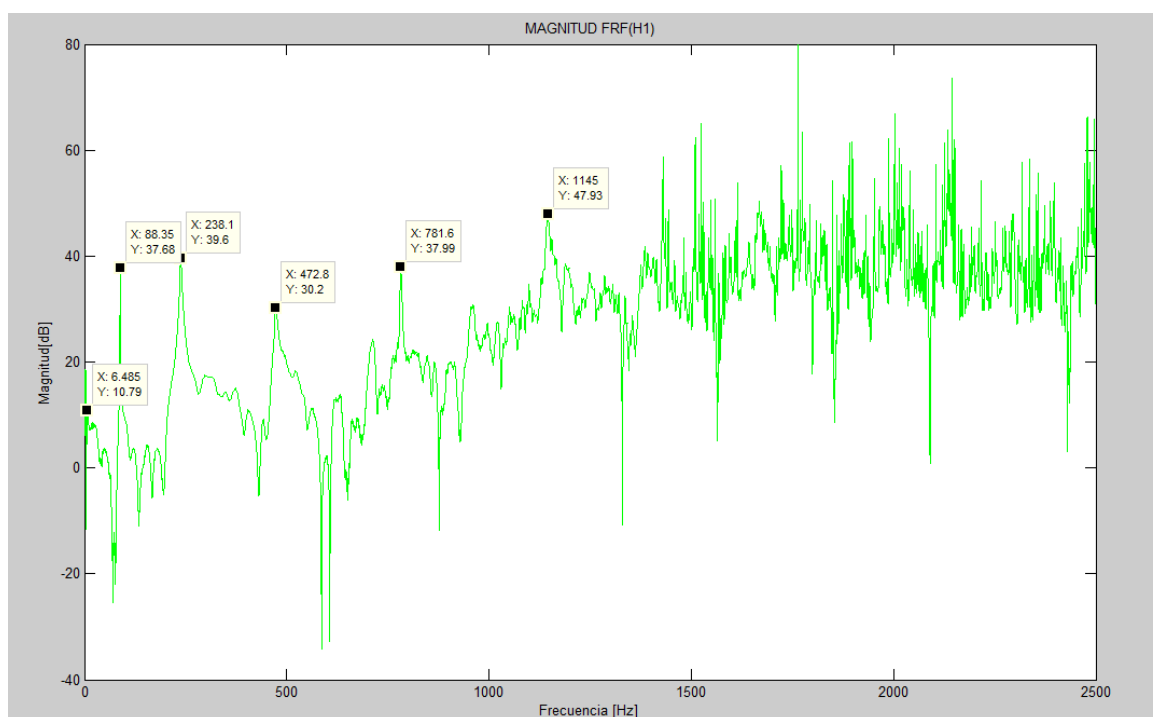


Figura VII.7.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 2

Tabla VII.8.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad (Posición 2)

	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
<b>Media [Hz]</b>	6,50	88,35	238,24	473,80	781,63	1146,15
<b>Desviación (<math>\sigma</math>)</b>	0,50	0,00	0,42	0,83	0,15	3,45

### VII.2.1.3.- Resultados ensayo en posición 3 (a 40 cm de un extremo)

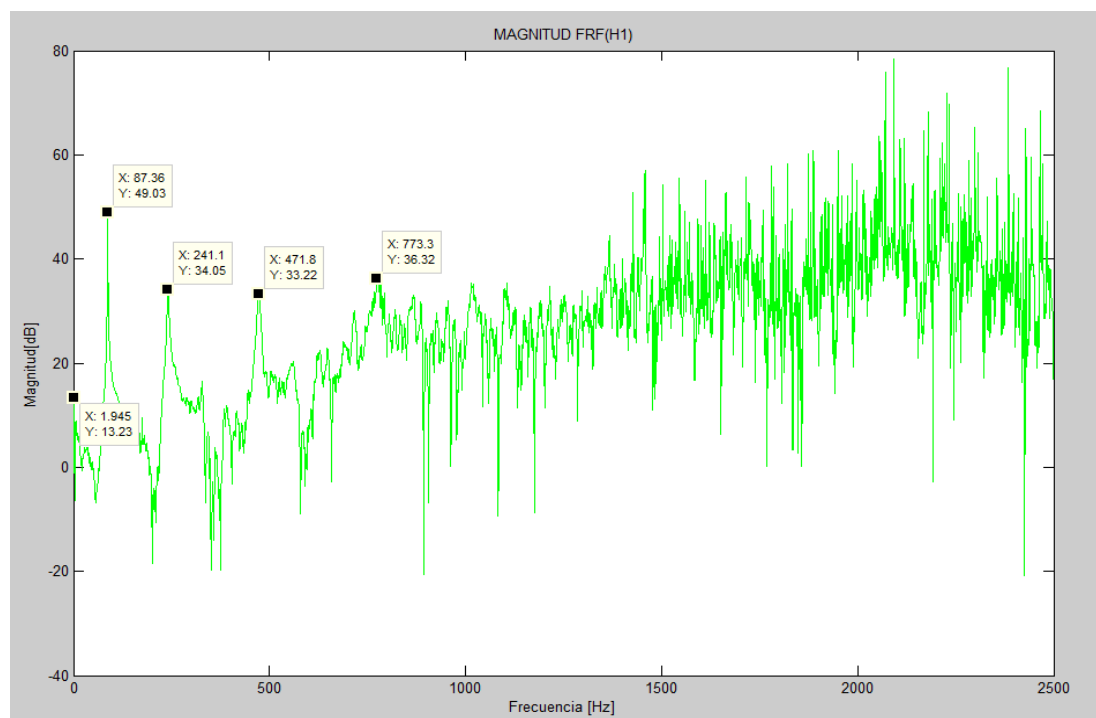


Figura VII.8.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 3

Tabla VII.9.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad  
(Posición 3)

	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
<b>Media [Hz]</b>	2,13	87,36	241,04	472,33	774,35	-
<b>Desviación (<math>\sigma</math>)</b>	0,16	0,02	0,13	0,79	1,56	-

#### VII.2.1.4.- Resultados ensayo en posición 4 (a 50 cm de un extremo)

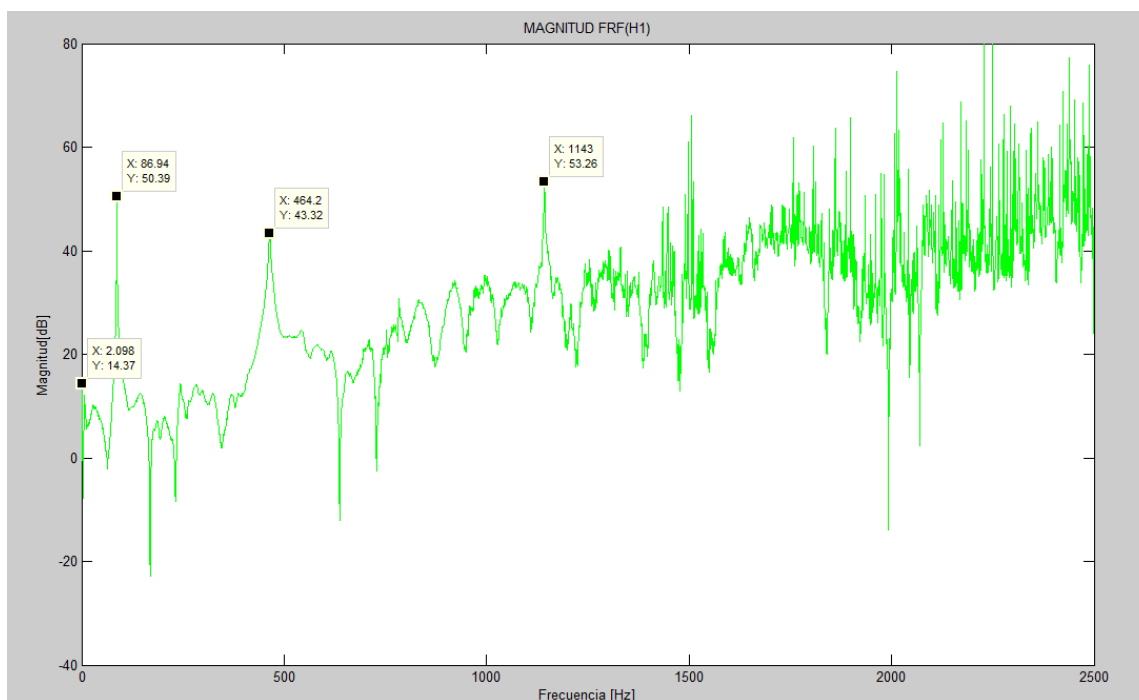


Figura VII.9.- FRF de la viga en condición de libertad: ensayo en posición 4

Tabla VII.10.- Valores de las frecuencias modales obtenidos en la viga en condición de libertad  
(Posición 4)

	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
<b>Media [Hz]</b>	2,11	86,92	-	464,39	-	1143,48
<b>Desviación (<math>\sigma</math>)</b>	0,12	0,02	-	0,15	-	1,77

### VII.2.1.5.- Resultados medios obtenidos en la viga en condición libre

Tabla VII.11.- Resultados obtenidos en la viga en condición libre

Posición	Frecuencia obtenida [Hz]					
	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
<b>1</b>	6,95	88,20	241,08	466,00	771,92	1161,00
<b>2</b>	6,50	88,35	238,24	473,80	781,63	1146,15
<b>3</b>	2,13	87,36	241,04	472,33	774,35	-
<b>4</b>	2,11	86,92	-	464,39	-	1143,47
<b>Media [Hz]</b>	<b>4,42</b>	<b>87,71</b>	<b>240,12</b>	<b>469,13</b>	<b>775,97</b>	<b>1150,21</b>
<b>Desviación (<math>\sigma</math>)</b>	<b>2,67</b>	<b>0,68</b>	<b>1,63</b>	<b>4,63</b>	<b>5,06</b>	<b>9,44</b>

*Nota: Pueden observarse los resultados de la frecuencia modal obtenidos en cada ensayo válido de la viga en voladizo en el capítulo XI | ANEXOS: Apartado XI.3.*

## VII.2.2.- Resultados obtenidos en los modelos de la viga en condición libre

### VII.2.2.1.- Resultados obtenidos en el modelo tipo “beam” de la viga en condición libre

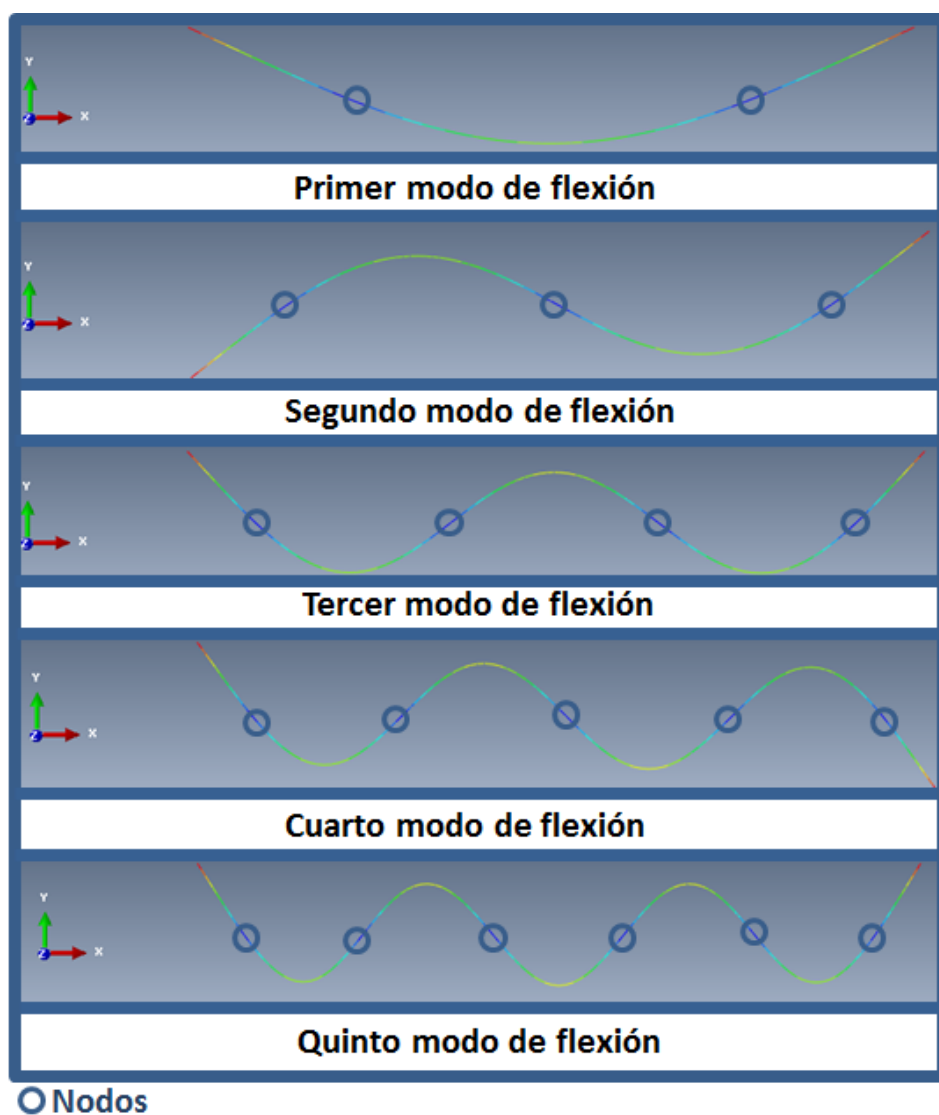


Figura VII.10.- Forma de los modos de flexión de la viga en condición libre (modelo tipo “beam”)

Tabla VII.12.- Resultados obtenidos del modelo tipo “beam” de la viga en condición libre

Frecuencia obtenida [Hz]				
1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
89,83	247,09	482,91	795,10	1182,00

### VII.2.3.- Resultados obtenidos en el modelo tipo “solid” de la viga en condición libre

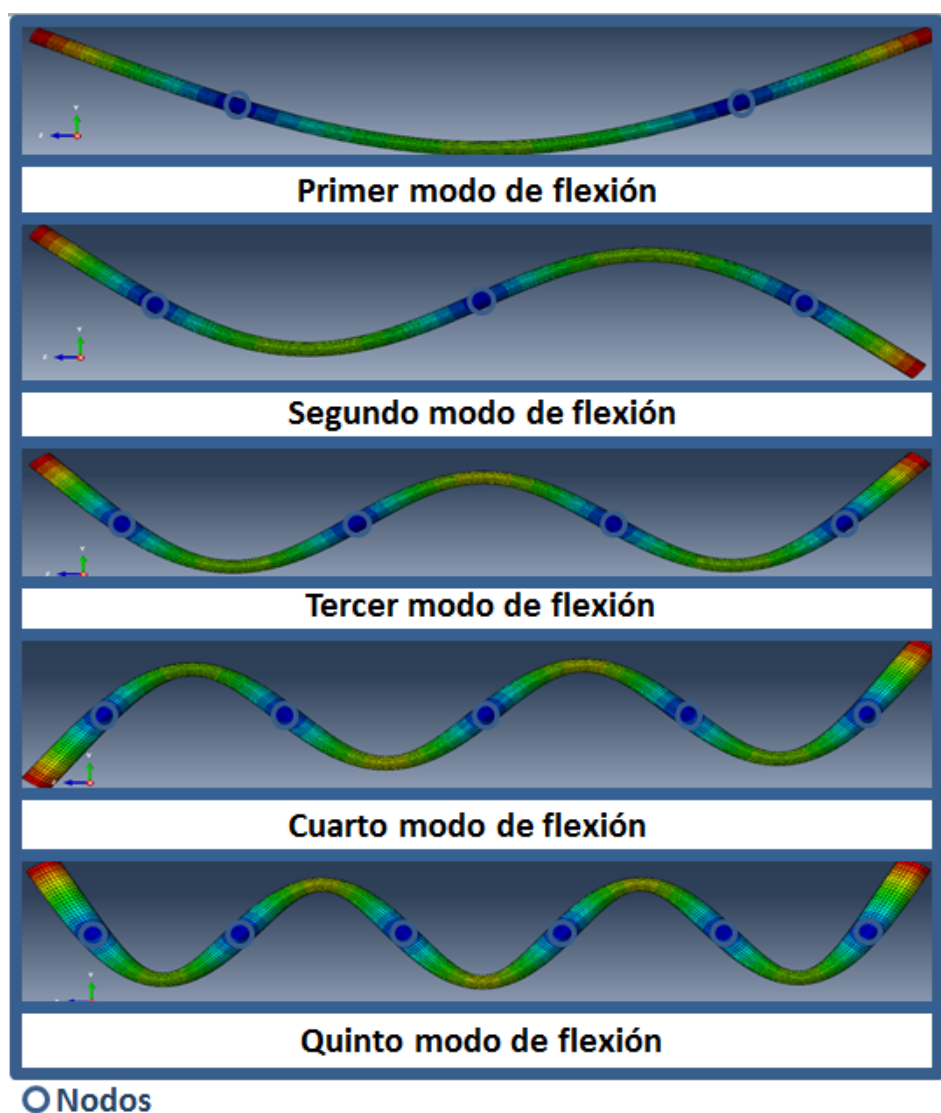


Figura VII.11.- Forma de los modos de flexión de la viga en condición libre (modelo tipo “solid”)

Tabla VII.13.- Resultados obtenidos del modelo tipo “solid” de la viga en condición libre

Frecuencia obtenida [Hz]				
1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
88,79	244,29	477,58	786,55	1169,60

## VII.2.4.- Comparación de los resultados experimentales y numéricos de la viga en condición de libertad

Tabla VII.14.- Comparación resultados obtenidos del modelo y experimentalmente v. Libre

	Frecuencia obtenida [Hz]				
	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
<b>Modelo tipo "beam"</b>	89,833	247,090	482,910	795,100	1182,000
<b>Modelo tipo "solid"</b>	88,795	244,290	477,580	786,550	1169,600
<b>Experimentalmente</b>	87,710	240,122	469,131	775,967	1150,206

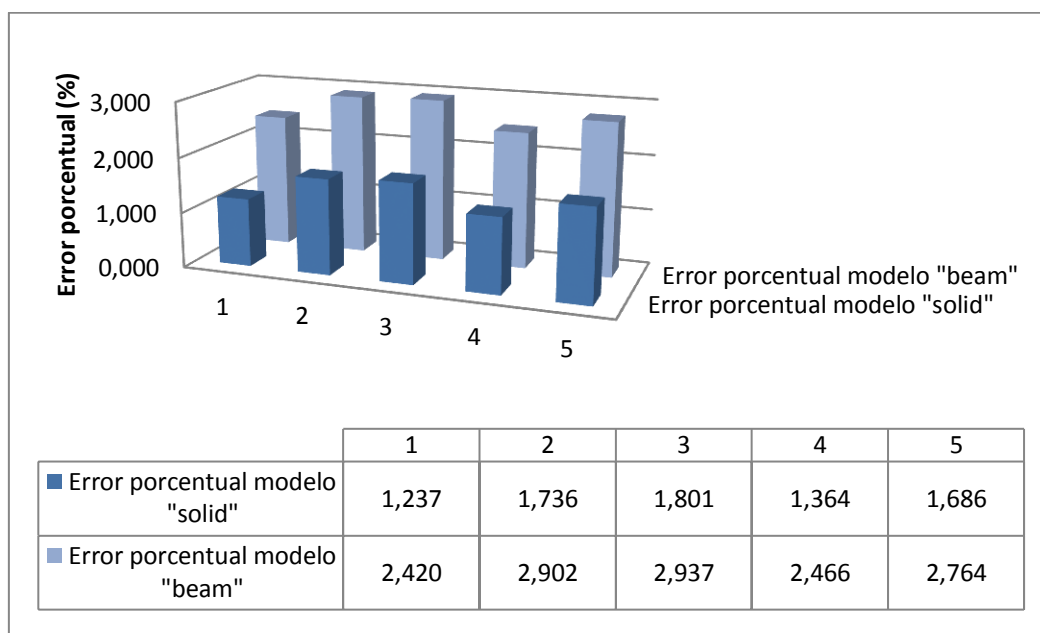


Figura VII.12.- Error porcentual de los resultados Modelo – Experimental en la viga libre





## Capítulo VIII | ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

### VIII.1.- Análisis de los resultados de la viga en voladizo

#### VIII.1.1.- Análisis de los resultados experimentales obtenidos en la viga en voladizo

Para obtener las frecuencias modales de los modos de vibración de la estructura se grafica en Matlab la FRF del sistema (figuras VII.1. y VII.2.), eliminando los fenómenos que producen ruido en la señal, como el “leakage”, con el uso de funciones de ventana. La representación utilizada para estudiar la FRF es el diagrama de Bode y para obtener los parámetros modales de la barra se usa la gráfica de magnitud. Los picos de la FRF muestran las frecuencias de resonancia, que son las propias de la viga.

Es necesario hacer más de un ensayo en cada posición porque en algunos casos la señal presenta más ruido y, por otro lado, no es fácil seleccionar en la representación de la FRF elaborada en Matlab justo el valor donde se encuentra la frecuencia modal. Además, se han seleccionado únicamente los ensayos válidos (sin “Double Hit”), en los que se ha medido la frecuencia en cada uno de los picos.

En ambas posiciones de ensayo la FRF se distorsiona cuando la frecuencia se acerca a los 1200 Hz, esto se debe a que el rango de frecuencias excitado de manera precisa con el martillo no abarca valores superiores a este, ya que el espectro del impacto decae en esta frecuencia. En el rango de frecuencias estudiado es fácil detectar donde se encuentran los picos de la FRF. Por debajo de los 1200 Hz se diferencian claramente cuatro frecuencias modales, que corresponden a los cuatro primeros modos de flexión de la viga.

Como se utiliza únicamente un acelerómetro en posición vertical, no se muestran las frecuencias modales correspondientes a los modos de vibración longitudinales ni de torsión, ni de flexión en el plano perpendicular.

En la primera posición de ensayo, los picos en los que el valor de la magnitud de la FRF es mayor se da en los dos primeros modos de vibración (figura VII.1.). Esto puede deberse a que en este punto, los nodos de vibración de los modos tres y cuatro son más cercanos al extremo libre de la estructura, en los que la magnitud de oscilación es menor. El modo en el que la frecuencia se aproxima más a la media es el primero, ya que su desviación típica es menor. Esto puede deberse a que en esta posición es el modo que presenta una mayor oscilación, y por tanto su pico de resonancia está claramente diferenciado.

En la segunda posición de ensayo, la señal de excitación es la misma que en la posición 1, pero la de respuesta difiere en el tiempo de amortiguación y la amplitud de oscilación, ambas características menores. El valor de las frecuencias modales observado en la FRF (figura VII.2) debe ser el mismo que en la posición 1, pero la variación de la posición del acelerómetro afecta a la magnitud de oscilación de cada modo. Si la posición del acelerómetro es cercana al antinodo de un modo de vibración de la estructura, la oscilación de ese modo será recogida más fácilmente con el acelerómetro. Esto posibilita que, cambiando la posición del acelerómetro, la FRF muestre con mayor precisión los picos de resonancia de los diferentes

modos de vibración. En esta posición, el modo que más se acerca a la media es el segundo. Puede deberse a que la posición en la que está colocado el acelerómetro el segundo modo presente una mayor oscilación. Además la desviación típica es menor, con lo que los resultados obtenidos son más precisos.

Tal y como se muestra en la tabla VII.3., los resultados obtenidos de los valores de las frecuencias modales de los diferentes modos de vibración en los ensayos es prácticamente el mismo. Esta pequeña diferencia puede deberse a errores de medición debidos al equipo y escalas de medida que se han utilizado, que deben tenerse en cuenta.

### VIII.1.2.- Análisis de los resultados numéricos obtenidos en los modelos de la viga en voladizo

Los resultados obtenidos en ambos modelos en comparación con los resultados experimentales son muy parecidos (tabla VII.6). Como era de esperar, en el modelo tipo “solid” se obtienen resultados más aproximados, pero el aumento de nodos y por tanto de precisión de los resultados también implica un mayor tiempo de computación. Los valores de la frecuencia modal son siempre mayores en los resultados obtenidos en el Modelo, esto puede deberse a que en el ensayo la viga no está correctamente empotrada.

La desviación observada en los resultados (figura VII.5) puede estar debida a diferentes factores como los errores de medición de los ensayos. Sin embargo, posiblemente, la causa más importante de este error está en el modelado de las condiciones de contorno, ya que en el modelo se ha idealizado que existe un empotramiento en el que se restringen todas las traslaciones y giros, algo que no se produce exactamente en el ensayo experimental. Hay que añadir que un modelo numérico siempre es una simulación de la realidad y por tanto los resultados también son aproximados.

Analizando la figura VII.5 se puede decir que si se estudia el error porcentual, este se mantiene en un valor entre un 10 % y 15% en el modelo tipo “beam”, mientras que en el modelo tipo “solid” está entre 8,9% y 12,7%. También se observa que porcentualmente el error es mayor en el primer modo y va disminuyendo conforme aumenta el número del modo.

Por otro lado, pueden analizarse las deformadas modales obtenidas en los modelos (figuras VII.3 y VII.4), donde se corrobora la naturaleza de las FRF obtenidas experimentalmente y la variación de las magnitudes obtenidas en función de la posición de ensayo, siendo mayor cuando más alejadas están de los nodos y más cercana a los antinodos.

Puede decirse que ambos modelos son válidos, pues el error porcentual que aparece en ambos modelos es bajo, aunque los resultados obtenidos en el modelo tipo “solid” son mejores y por tanto se recomienda el uso de este modelo para estudios posteriores.

## VIII.2.- Análisis de los resultados de la viga en condición libre

### VIII.2.1.- Análisis de los resultados experimentales obtenidos en la viga en condición libre

La forma de calcular las frecuencias modales es igual que en la viga en voladizo. En el rango de frecuencias bajo estudio de la FRF (Figuras VII.6, VII.7, VII.8, VII.9) se observan los picos de resonancia correspondientes a los primeros cinco modos de flexión. Además, es necesario indicar el valor de la frecuencia más alto del sólido rígido, para más tarde comprobar si puede asumirse la condición de ensayo libre.

Pueden distinguirse algunas variaciones dependiendo de la posición en la que se realice el ensayo:

En la primera posición el cuarto modo presenta una menor desviación de los resultados obtenidos. Esto puede deberse a que es el modo más excitado en esta posición, cercana a uno de sus antinodos, donde su oscilación es mayor.

En la posición 2 los picos de resonancia presentan una mayor distorsión que en la primera posición, pero también pueden estudiarse los cinco primeros modos. En este caso el primer modo es en el que mejor precisión se ha obtenido, siempre el mismo valor.

En la tercera posición se observa que en el rango bajo estudio solo se muestran los cuatro primeros modos de flexión. El pico de resonancia del quinto modo no puede observarse porque esta posición es cercana a uno de los nodos de este modo de vibración, donde la oscilación es nula. Además, la frecuencia más alta del sólido rígido es menor. Esto puede deberse a que en este caso la amortiguación inicial se reparte mejor entre las dos bandas elásticas, siendo la estructura soportada en una condición más cercana a un ensayo en libertad.

En la cuarta posición de ensayo, correspondiente al lugar medio de la longitud de la barra, solo pueden observarse los picos de resonancia de 3 modos de flexión, correspondientes al primero, tercer y quinto modo. Los modos segundo y cuarto no se muestran porque esta posición es la correspondiente a uno de sus nodos, donde la oscilación es nula.

Estudiando los resultados obtenidos (tabla VII.11.) puede concluirse que:

Las frecuencias modales obtenidas en las diferentes posiciones deben ser teóricamente las mismas. Sin embargo, como la estructura no está soportada idealmente en condición de libertad, además de los errores experimentales, se observa que los resultados no son exactamente los mismos.

Contrastando las diferentes posiciones de ensayo se observa que según aumenta la frecuencia modal menos precisos son los resultados. En el primer modo se han obtenido resultados más cercanos a la media.

Si se comparan las FRF de las diferentes posiciones puede comprobarse que la magnitud de la frecuencia modal de cada modo es diferente, siendo mayor cuanto más alejada esté de los nodos. Por ejemplo, si se estudia solo el primer modo, se muestra que la magnitud aumenta progresivamente de la posición 1 a la 4. Si se tomaran medidas en más posiciones de la viga podría determinarse exactamente la posición de los nodos y antinodos de cada modo de vibración de la estructura. Para hacerlo de una manera rápida se necesitan más acelerómetros y simplemente variando la posición del impacto puede construirse una matriz con la información necesaria para determinar estas posiciones.

Por otro lado, puede decirse que la hipótesis de condición de libertad no se cumple completamente, ya que el valor de la primera frecuencia modal, correspondiente a los seis modos de vibración del sólido rígido debería ser 0.

Para poder considerar que la condición de libertad experimental es válida se utiliza la norma enunciada en el apartado III.2. del trabajo: “La frecuencia del sólido rígido más alta debe ser al menos un décimo de la del primer modo de vibración de la estructura.”

La frecuencia del primer modo de vibración de la barra es 87,71 Hz y la del sólido rígido 4,421.

$$4,421 < 0,1 \cdot 87,72$$

Por tanto, puede asumirse que el ensayo se ha realizado en condición de libertad.

#### **VIII.2.2.- Análisis de los resultados numéricos obtenidos en los modelos de la viga en condición libre**

Debe representarse la deformación producida por cada modo de vibración para mostrar la posición de nodos y antinodos de cada modo (figuras VII.10 y VII.11). De esta manera puede comprobarse por qué algunos resultados no pueden obtenerse dependiendo de la posición en la que se realice el ensayo experimental. Si se visualiza la deformada del modo segundo y cuarto se observa que la posición de un nodo está justo en la longitud media de la viga. Esta es la causa de que en esos ensayos desapareciesen los picos de resonancia. Sin embargo, en los modos impares el antinodo ocupa esta posición y, por ello, en los ensayos al acercarse a la posición media de la viga la magnitud de la resonancia es mayor. También se muestra que al aumentar la frecuencia modal las deformadas modales presentan formas más complejas.

Los resultados numéricos obtenidos en la viga en condición libre también difieren de los obtenidos experimentalmente. Debe estudiarse el error para poder determinar si los modelos son válidos. Si se comparan los resultados (figura VII.12.) se observa que el valor de la frecuencia obtenida en el modelo es mayor que en los resultados experimentales, pero esta diferencia es muy pequeña, manteniéndose el error porcentual entre 2,4 y 2,8 % en el modelo tipo “beam”. Los resultados obtenidos en el modelo tipo “solid” son mejores, con un error porcentual máximo del 1,8%.

Este error puede deberse a diferentes causas. La primera y más importante es que un modelo siempre es una aproximación de la realidad y por tanto son más fiables los resultados obtenidos experimentalmente. Por otro lado, la variación en los resultados puede deberse a que en los modelos se ha considerado una condición de libertad perfecta, algo que no puede conseguirse experimentalmente ya que la viga debería estar flotando en el aire.

Finalmente, puede decirse que ambos modelos son válidos, ya que los resultados obtenidos presentan un error porcentual pequeño.



## Capítulo IX | CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

### IX.1.- Conclusiones

Se han cumplido todos los objetivos marcados en el inicio de este trabajo. Ha sido posible crear modelos de elementos finitos de una viga con diferentes condiciones de contorno y validar estos modelos utilizando el Análisis Modal.

El desarrollo de este estudio ha sido útil para la puesta en marcha de un banco de ensayos preparado para el ensayo modal de impacto que estaba en desuso y abre la puerta a trabajos futuros en este ámbito. Además, se ha redactado un mini-manual del software de análisis y almacenamiento de datos DEWESoft para facilitar la comprensión de este programa, del que no existen manuales en castellano.

Se ha demostrado que el ensayo modal de impacto es un método muy útil para obtener los parámetros modales de una estructura, como las frecuencias modales, imprescindibles para poder validar el modelo. Para hacer un ensayo de estas características conviene conocer la teoría del Análisis Modal, que está basada en la teoría de las vibraciones mecánicas. También, ha sido posible la puesta a punto de todo el equipo necesario para realizar los ensayos como el martillo instrumentado, el acelerómetro o el sistema de adquisición de datos.

Hay que destacar la importancia que tiene crear un modelo preliminar en todo tipo de ensayos experimentales para conocer la magnitud de los resultados que se van a obtener y comprobar que dichos experimentos se están realizando de manera correcta.

Por otro lado, ha sido necesario crear un código en Matlab para analizar correctamente las señales de excitación y el acelerómetro. Con este código se han eliminado los problemas de ruidos de las señales debidos, por ejemplo, al “leakage”, y se ha graficado la señal de la FRF, imprescindible para obtener resultados de los ensayos.

En lo referente a la creación de los modelos hay que comentar que, al aumentar las coacciones de los grados de libertad la validación de modelos es más compleja, ya que implementar condiciones de contorno como el empotramiento en la realidad no es sencillo. Por ello, solo ha sido posible validar los modelos de la viga en condición de libertad y en voladizo.

Finalmente, se puede decir que se han obtenido resultados fiables tanto en los modelos como experimentalmente, pudiendo compararlos para posteriormente validar los modelos. Comparando los modelos tipo “solid” y “beam” se ha probado que cuanto mayor es el número de nodos que se utiliza, mejor es la aproximación a los resultados reales. Sin embargo, el tiempo de computación es más alto.

## IX.2.- Desarrollos futuros

La línea de investigación desarrollada en este trabajo puede servir como base de otros estudios, se proponen los siguientes:

- En la misma viga, obtener resultados fiables aplicando otras condiciones de contorno como el doble empotramiento o doble apoyo.
- Validar modelos de vigas con diferentes geometrías utilizando el mismo método de excitación, para comprobar cómo puede afectar la masa y la forma de la estructura en sus parámetros modales.
- Validar modelos de vigas con defectos, como fisuras, y comparar sus resultados con modelos sin defectos.
- Utilizar el mismo método para validar modelos de estructuras con geometrías más complejas.
- Diseñar algún método de excitación por impacto diferente al martillo instrumentado para evitar el fenómeno del “Double Hit”
- Contrastar los resultados obtenidos para la misma estructura utilizando otros métodos de excitación, como el uso de “shakers”.
- Comparar económicamente y experimentalmente este método de validación con otros diferentes al análisis modal.
- Preparar una práctica de laboratorio para ayudar a los estudiantes a comprender qué tipo aplicaciones puede tener la teoría de vibraciones y el Análisis Modal.



## Capítulo X | BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. He. *Modal Analysis* 2001.
- [2] P. Avitabile, "Experimental Modal Analysis - A Simple Non-Mathematical Presentation," 2006.
- [3] D. J. Ewins. *Modal Testing : Theory, Practice and Application* (2nd ed.) 2000; 10.
- [4] H. Van der Auweraer, "Structural dynamics modeling using modal analysis: Applications, trends and challenges," in 2001.
- [5] P. Guillaume, "Modal Analysis," 2007.
- [6] S. G. Kelly. *Advanced Vibration Analysis* 2007.
- [7] S. S. Rao. *Mechanical Vibrations* (4th ed.) 2004.
- [8] R. Venkatachalam, "8. resonance," en *Mechanical Vibrations*, Asoke K. Ghosh, Ed. New Delhi: Raj Press, 2014 .
- [9] J. E. Pope, "Vibration," in *Rules of Thumb for Mechanical Engineers - A Manual of Quick, Accurate Solutions to Everyday Mechanical Engineering Problems*, L. D. Norris, Ed. Elsevier, 2009, .
- [10] J. A. Carbajo Dean y F. J. García Zabalegui, "Análisis Modal de un Autobús," 2014.
- [11] M. Marco Esteban y Universidad Carlos III de Madrid . Escuela Politécnica Superior. *Análisis Modal De Un Eje Ferroviario Y Comparativa Con Un Equivalente Unidimensional* 2012.
- [12] S. Rajasekaran. "Chapter 3 Free vibration of single-degree-of-freedom systems (under-damped) in relation to structural dynamics during earthquakes," en *Structural Dynamics of Earthquake Engineering : Theory and Application using Mathematica and MATLAB*, 2009.
- [13] Agilent Technologies, "Agilent Application Note 243-3: The Fundamentals of Modal Testing," .
- [14] Brüel & Kjær, "Measuring Vibration," 1982.
- [15] R. Bono, "Transducer Mounting and Test Setup Configurations," .
- [16] M. Rodríguez Súnico y Universidad de Sevilla, "Análisis Modal Operacional: Teoría y Práctica," 2005.
- [17] D. Posadas Yagüe y Universidad Politécnica de Valencia, "Transformada Rápida de Fourier (FFT) e Interpolación en Tiempo Real," 1998.
- [18] J. Martín y Denver Metrología Electrónica, "Análisis Espectral: Analizadores de espectros. Tipos [II] - El analizador FFT," 2006.

- [19] PROSIG y J. Wren, "PROSIG - Noise and Vibration Measurement Handbook- Data Acquisition & Analysis Tools Four Edition - A Simple Frequency Response Function," 2012.
- [20] Brüel & Kjær and O. Døssing, "Structural Testing - Part I: Mechanical Mobility Measurements," 1988.
- [21] P. Avitabile, "Modal Space in Our Own Little Word - Should I always use a hard tip for impact testing...?" 1998.
- [22] P. Avitabile, "Modal Space in Our Own Little Word - What are some of the most important things to consider when impact testing?" 2001.
- [23] (01/07/2015). *Data sheet martillo*. Disponible en: <http://www.kistler.com/cn/en/products/components/force-sensors/>.
- [24] (01/07/2015). *Data sheet acelerómetro*. Disponible en: <http://www.mmf.de/pdf/1-1.pdf>.
- [25] (01/07/2015). *Guía de referencia técnica de DEWETRON (Pág.154:DEWE-30-04) y (Pág.179: DAQP-ACC-A)*. Disponible en: <http://www.dewamerica.com/resources/Brochures/DeweTechnical-Reference-Guide-2012.pdf>.
- [26] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor and Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería. *El Método De Los Elementos Finitos* (6<sup>a</sup> ed.) 2010.
- [27] M. L. Godoy and P. M. Ciancio, "Pautas de modelización para estructuras bidimensionales," 2003.
- [28] Universidad Carlos III de Madrid . Escuela Politécnica Superior, "Documentación de la asignatura: Técnicas avanzadas en diseño de máquinas," Curso 2014-2015.
- [29] (14/06/2015). *Representación 3 - Simulación*. Disponible en: <https://tecdigital.tec.ac.cr/file/3183417/simulaci>.
- [30] SIMULIA, "Abaqus/CAE User's Manual," 2011.
- [31] (19/03/2015). *Página web DEWESoft*. Disponible en: <http://www.dewesoft.com/>.
- [32] DEWESOFT, "DEWESoft User manual - v 6.6." 2008.

## Capítulo XI | ANEXOS

### XI.1.- Código Matlab creado para el ensayo Modal de estructuras

```
%=====

Lx=length(Data1_HAMMER__Line_Current); %longitud señal

%=====

%Aplicacion de ventanas a las señales de entrada y salida

D=0.05*Lx;

t_Wtrans=[1:length(Data1_time_HAMMER__Line_Curren)];

Wtrans=[rectpuls(t_Wtrans,D)']; %funcion de ventana martillo

x=Data1_HAMMER__Line_Current.*Wtrans; %señal martillo con ventana

t_Wexp=[1:Lx]';

Wexp=exp(-(t_Wexp./(Lx-1)).*log(0.00001)); %funcion de ventana acelerometro

y= Data1_ACCELEROMETER__U.*Wexp;      %señal acelerometro con ventana

%=====

%Espectros de entrada y salida y calculo de la FRF

NFFTx=2^nextpow2(Lx);

Fs=Sample_rate;

[Pxx,f]=pwelch(x,rectwin(Lx),[],NFFTx,Fs); %autospectro del impacto

[Pfx,f]=cpsd(x,y,rectwin(Lx),[],NFFTx,Fs); %cross spectrum

[Pyx,f]=pwelch(y,rectwin(Lx),[],NFFTx,Fs); %autospectro de la respuesta

H1=Pfx./Pxx;

H2=Pyx./Pfx;

h1=20*log10(abs(H1)); %magnitud H1

h2=20*log10(abs(H2)); %magnitud H2

phase_h1=(180/pi)*angle(H1); %fase H1

%=====

%Calculo espectro FFT martillo

X=fft(x,NFFTx)/Lx;

fx=Fs/2*linspace(0,1,NFFTx/2+1);
```

```

FFTx_dB=20*log10(2*abs(X(1:NFFTx/2+1)));

%=====

%Calculo coherencia

[Cxy,F]=mscohere(x,y,rectwin(Lx),[],NFFTx,Fs);

%=====

%Grafica fft martillo

subplot(4,1,1)

semilogx(fx,FFTx_dB)

axis([10 2500 -100 -20])

title('ESPECTRO DEL MARTILLO')

xlabel('log Frecuencia [Hz]')

ylabel('|X(f)| [dB]')

%=====

%Grafica funcion H1 magnitud

subplot(4,1,2)

plot(f,h1, 'g')

title('MAGNITUD FRF(H1)')

axis([0 2500 -40 80])

xlabel('Frecuencia [Hz]')

ylabel('Magnitud[dB]')

%=====

%Grafica funcion H1 fase

subplot(4,1,3)

plot(f,phase_h1)

title('FASE FRF (H1)')

axis([0 2500 -360 360])

xlabel('Frecuencia [Hz]')

ylabel('Fase [º]')

%=====

```

```
%grafica funcion coherencia  
  
subplot(4,1,4)  
  
plot(F,Cxy, 'r')  
  
title('COHERENCIA')  
  
axis([0 2500 0 1])  
  
xlabel('Frecuencia [Hz]')  
  
ylabel('Coherencia')  
  
%=====
```

## XI.2.- Frecuencia de los modos de vibración obtenida en cada ensayo de la viga en voladizo

Tabla XI.1.- Viga en voladizo: Posición 1

Nº Ensayo	Frecuencia obtenida [Hz]			
	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo
6	21,13	137,90	386,50	760,30
8	21,13	137,80	384,30	759,30
9	21,21	137,90	384,90	760,50
13	21,25	137,80	384,90	759,50
25	20,98	137,80	386,00	760,80
30	21,17	137,60	388,70	764,40
37	21,25	137,70	386,40	764,50
56	21,40	137,80	385,60	767,60
61	21,17	137,80	385,10	765,90
62	21,17	137,80	384,50	755,70
64	21,17	137,80	385,90	764,50
71	21,21	137,90	384,60	773,00
76	21,17	137,80	384,80	768,50
77	21,17	137,90	385,90	755,50
79	21,36	137,80	386,40	753,50
80	21,17	138,40	389,00	762,20
83	21,25	137,90	384,70	770,00
84	20,90	137,80	384,90	762,10
85	21,17	137,80	383,30	763,70
89	20,90	137,90	386,40	763,80
97	21,17	137,70	387,90	779,80
98	21,10	137,90	387,80	760,30
99	21,29	138,00	384,00	772,00

Tabla XI.2.- Viga en voladizo: Posición 2

Nº Ensayo	Frecuencia obtenida [Hz]			
	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo
13	22,05	139,70	392,60	760,70
23	22,20	139,70	392,30	764,10
39	22,20	139,70	392,90	763,20
52	22,20	139,80	392,80	760,90
71	22,20	139,70	391,20	762,70
75	22,20	139,70	393,80	758,50
78	22,20	139,70	392,70	764,30
85	22,13	139,70	392,20	759,40
93	22,13	139,60	392,10	757,80
95	22,20	139,70	391,90	757,50

### XI.3.- Frecuencia de los modos de vibración obtenida en cada ensayo de la viga en condición libre

Tabla XI.3.- Viga en condición libre: Posición 1

Nº Ensayo	Sólido rígido	Frecuencia obtenida [Hz]				
		1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
1	6,71	88,42	241,00	466,90	772,20	1157,00
2	6,46	83,39	241,10	465,90	771,90	1183,00
3	4,96	88,42	241,20	465,90	771,90	1160,00
4	4,81	88,42	241,20	465,90	771,90	1161,00
5	7,32	88,42	241,20	466,00	771,90	1159,00
6	7,09	88,50	241,20	466,00	771,90	1163,00
7	7,17	88,50	241,20	465,90	771,90	1159,00
8	7,40	88,42	239,90	466,00	771,90	1159,00
9	7,32	88,35	241,10	466,00	771,90	1159,00
10	7,17	88,42	241,10	465,90	771,90	1158,00
11	6,71	88,42	241,10	466,00	771,90	1156,00
12	7,25	88,50	241,00	466,00	771,90	1160,00
13	7,17	88,58	241,20	466,00	771,90	1158,00
14	7,32	88,42	241,20	466,00	771,90	1158,00
15	7,71	88,50	241,20	465,90	771,90	1162,00
16	7,71	88,42	240,90	466,00	771,90	1165,00
17	7,24	88,58	241,10	465,90	771,90	1161,00
18	7,02	88,50	241,20	465,90	771,90	1159,00
19	7,25	88,50	241,40	466,00	772,00	1159,00
20	7,17	88,42	241,20	466,00	771,90	1164,00

Tabla XI.4.- Viga en condición libre: Posición 2

Nº Ensayo	Frecuencia obtenida [Hz]					
	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
1	6,56	88,35	239,10	474,50	781,70	1146,00
2	6,42	88,35	238,00	472,80	781,60	1145,00
3	6,63	88,35	238,10	472,80	781,50	1144,00
4	6,64	88,35	238,00	474,30	781,60	1150,00
5	6,94	88,35	238,10	474,20	781,60	1146,00
6	6,52	88,35	238,40	473,60	781,60	1144,00
7	6,41	88,35	238,10	473,30	781,60	1144,00
8	6,10	88,35	238,10	473,10	781,70	1146,00
9	5,87	88,35	238,20	474,00	781,70	1147,00
10	5,96	88,35	238,20	474,70	781,90	1152,00
11	6,64	88,35	238,20	473,90	781,50	1152,00
12	6,48	88,35	239,70	475,30	781,90	1148,00
13	6,79	88,35	238,10	474,70	781,90	1139,00
14	5,96	88,35	238,20	474,20	781,70	1150,00
15	5,65	88,35	238,10	474,20	781,60	1145,00
16	6,40	88,35	238,10	472,80	781,60	1147,00
17	6,48	88,35	238,10	474,30	781,70	1148,00
18	6,79	88,35	238,00	472,90	781,60	1145,00
19	8,08	88,35	238,00	472,10	781,30	1139,00
20	6,64	88,35	238,00	474,40	781,40	1146,00



Tabla XI.5.- Viga en condición libre: Posición 3

Nº Ensayo	Frecuencia obtenida [Hz]					
	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
1	2,17	87,36	240,90	472,10	775,60	-
2	2,17	87,36	241,00	472,10	771,60	-
3	2,06	87,36	241,00	471,60	773,70	-
5	2,17	87,36	241,00	471,50	774,70	-
6	2,14	87,32	241,00	472,30	775,30	-
7	2,06	87,32	241,00	471,60	775,40	-
8	2,02	87,43	241,20	474,50	773,10	-
9	1,94	87,36	241,20	471,80	775,80	-
10	2,10	87,36	241,10	472,00	776,30	-
11	2,06	87,36	241,10	473,50	773,40	-
12	2,02	87,36	241,10	472,50	771,30	-
13	2,02	87,36	240,90	472,20	774,20	-
14	2,14	87,36	241,00	471,70	773,30	-
15	2,02	87,36	241,10	472,80	774,70	-
16	2,67	87,36	240,90	472,20	771,80	-
17	2,33	87,36	241,40	471,80	775,40	-
18	2,02	87,36	240,90	473,70	775,30	-
19	2,14	87,36	240,90	472,00	775,70	-
20	2,14	87,36	241,10	472,30	776,00	-

Tabla XI.6.- Viga en condición libre: Posición 4

Nº Ensayo	Frecuencia obtenida [Hz]					
	Sólido rígido	1 <sup>er</sup> modo	2 <sup>o</sup> modo	3 <sup>er</sup> modo	4 <sup>o</sup> modo	5 <sup>o</sup> modo
1	2,36	86,90	-	464,20	-	1142,00
2	2,10	86,90	-	464,30	-	1144,00
4	2,33	86,90	-	464,20	-	1142,00
5	2,10	86,90	-	464,50	-	1145,00
7	2,06	86,90	-	464,50	-	1145,00
8	2,02	86,94	-	464,30	-	1141,00
9	2,10	86,94	-	464,50	-	1143,00
10	2,25	86,90	-	464,50	-	1144,00
11	2,02	86,94	-	464,50	-	1142,00
12	2,10	86,94	-	464,30	-	1143,00
13	1,98	86,94	-	464,40	-	1141,00
14	2,02	86,94	-	464,70	-	1147,00
15	2,06	86,94	-	464,50	-	1144,00
16	1,98	86,94	-	464,20	-	1146,00
20	2,14	86,94	-	464,20	-	1143,00

## XI.4.- Manual del software DEWESoft v6.6.5 para Análisis Modal y excitación de impacto



Figura XI.1.- Icono DEWESoft v6.6.5

DEWESoft es un programa informático que permite al usuario adquirir, procesar, analizar y almacenar datos obtenidos con un hardware específico. Ha sido creado por la compañía del mismo nombre, que se dedica al diseño de hardware, su fabricación y el desarrollo de software.

Actualmente existen diferentes versiones de este programa, las más avanzadas contienen diversas aplicaciones y tipos de análisis como: acústica, análisis de estructuras, vibraciones torsionales y humanas, análisis de potencia, análisis modal, de combustión, etc. Además, puede ser útil en diferentes campos como la automoción, industria aeroespacial, transportes, energía, e ingenierías industrial y civil; para las que también posee aplicaciones específicas.[31]

Aunque DEWESoft permite realizar diferentes tipos de mediciones, este estudio se va a centrar en el análisis modal y concretamente en el ensayo de impacto. Con la versión 6.6.5. se puede obtener la Función de Respuesta a Frecuencia (FRF) para este tipo de análisis, pero para poder utilizar esta aplicación es necesario poseer una licencia adicional de la cual no se tiene acceso. Por ello, se utilizará este programa principalmente para adquirir los datos del ensayo y exportarlos a otro programa donde poder estudiarlos, como MATLAB o Excel.

Para ello hay que seguir una serie de pasos que son explicados a continuación, basados en el manual del programa [32]

### XI.4.2.- Configurar el Hardware

Para poder usar el programa es necesario que todas las unidades de hardware y drivers sean correctamente instalados en el ordenador que se vaya a utilizar. Además, para poder trabajar con el hardware será necesario poseer una clave de licencia. También, se recomienda que el ordenador tenga las siguientes especificaciones:

- WINDOWS 2000/ XP/ Vista
- Intel Pentium 4 2.4 GHz de procesador o mayor
- 512 MB de RAM o más
- Disco duro Serial ATA o SCSI y/o sistemas RAID
- Aproximadamente 40 MB libres de disco duro para DEWESoft y adicionalmente de 20 a 200 MB para los driver y paquetes de software de post procesamiento.
- Dispositivos A/D para uso en modo real (requieren la clave de licencia)

Una vez instalado el hardware y drivers se inicia el programa en el que se visualiza una ventana con fondo negro.

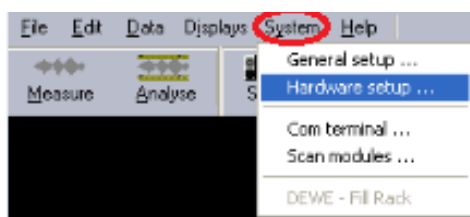


Figura XI.2.- Configuración del Hardware

En la parte superior se encuentra una barra, para configurar el hardware. Se selecciona “system” y después “hardware setup”. Aparece lo siguiente:

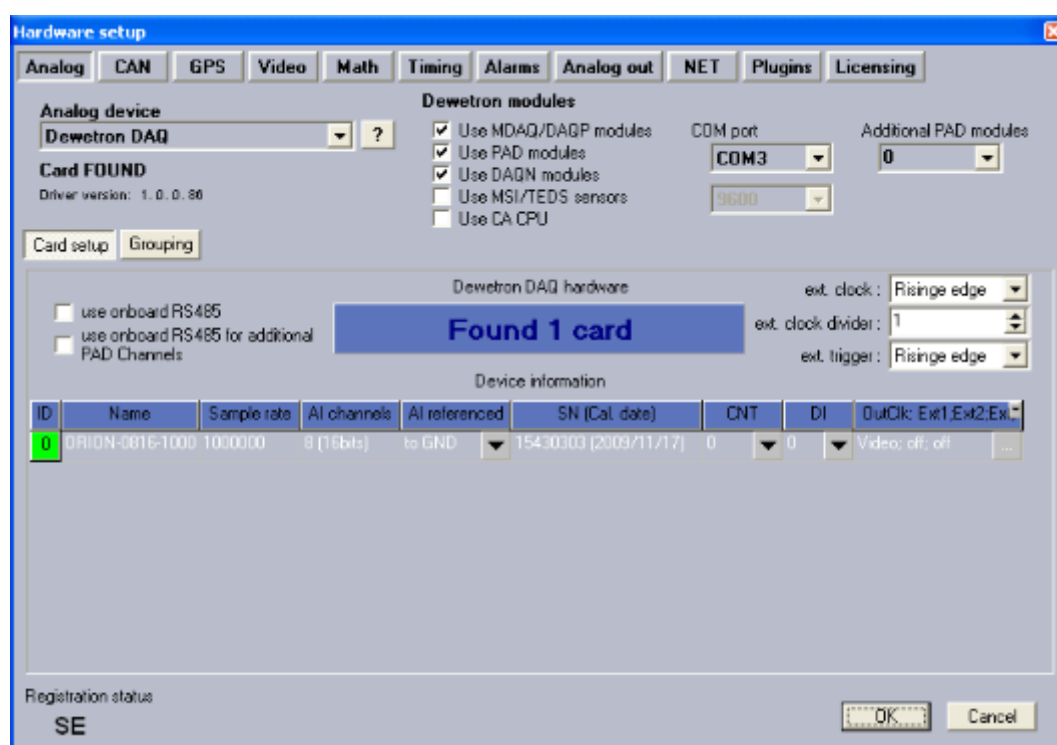


Figura XI.3.- Hardware setup

En la ventana se selecciona el hardware de adquisición de datos a utilizar para obtener las medidas. El procedimiento es el siguiente:

- En la pestaña “analog” en las opciones de “analog device” seleccionar “Dewetron DAQ”.
- De los módulos de Dewetron activar las tres primeras opciones
- En “COM port” buscar “COM3”.

### XI.4.3.- Configurar sensores

Aunque la calibración de los sensores se puede formalizar desde el “channel setup”, lo más correcto es hacerlo en la base de datos de los sensores, ya que así se controla de una manera más sencilla las propiedades de todos los sensores.

Pasos para realizarlo:

En la barra superior se selecciona, “data”, se despliegan varias opciones y se pulsa “sensor editor”, tal y como se muestra en la figura.

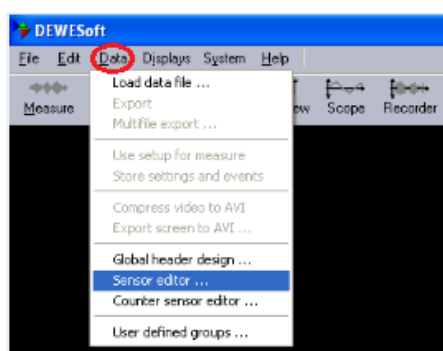
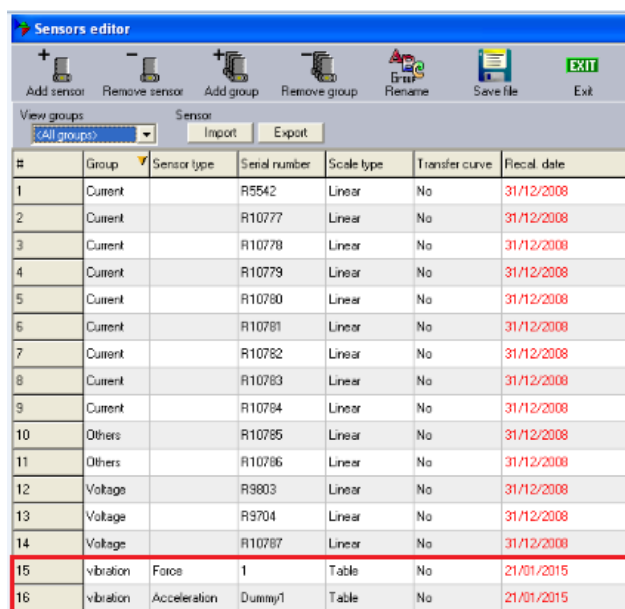


Figura XI.4.- Configuración de sensores 1- acceder a edición

Así, aparece una nueva ventana con la base de datos de los sensores calibrados cada uno con unas propiedades determinadas.



#	Group	Sensor type	Serial number	Scale type	Transfer curve	Recal. date
1	Current		R5542	Linear	No	31/12/2008
2	Current		R10777	Linear	No	31/12/2008
3	Current		R10778	Linear	No	31/12/2008
4	Current		R10779	Linear	No	31/12/2008
5	Current		R10780	Linear	No	31/12/2008
6	Current		R10781	Linear	No	31/12/2008
7	Current		R10782	Linear	No	31/12/2008
8	Current		R10783	Linear	No	31/12/2008
9	Current		R10784	Linear	No	31/12/2008
10	Others		R10785	Linear	No	31/12/2008
11	Others		R10786	Linear	No	31/12/2008
12	Voltage		R9803	Linear	No	31/12/2008
13	Voltage		R9704	Linear	No	31/12/2008
14	Voltage		R10787	Linear	No	31/12/2008
15	vibration	Force	1	Table	No	21/01/2015
16	vibration	Acceleration	Dummy1	Table	No	21/01/2015

Figura XI.5.- Configuración de sensores 2 – base de datos de los sensores

En la base de datos de los sensores se llevan a cabo varias funciones para crear, editar y gestionar los sensores y grupos de sensores. Para añadir nuevos sensores primero hay que crear un grupo, se hace pulsando en “Add sensor”, en este caso se denomina *vibration* al grupo.

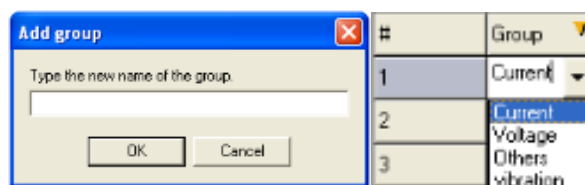


Figura XI.6.- Configuración de sensores 3 – creación de un grupo

Una vez creado el grupo es necesario añadir los sensores que lo forman, se clic en “add sensor” y se crean los dos sensores utilizados en el ensayo: *force* y *acceleration*, los cuales deben ser configurados en función de sus propiedades.

La información de cada sensor se define en la base de datos: el tipo de sensor, su número de serie, la última fecha de calibración, información general y finalmente la escala que puede introducirse de forma lineal, polinomial o en forma de tabla. En este caso se hace en forma de tabla.

En “scale type” pinchar en el sensor y seleccionar “table”.



Figura XI.7.- Configuración de sensores 4 – formas de introducir la sensibilidad

Aparece una nueva ventana en la que, conociendo la sensibilidad de los sensores, se calibran.

GENERAL SCALING TRANSFER CURVE AMPLIFIER	
Property	Value
Physical (input) unit	N
Electrical (Output) unit	mV
Channel name	
Channel description	Line Current
Wanted range min	-5
Wanted range max	100

Figura XI.8.- Configuración de sensores 5 – introducir propiedades en forma de tabla

En esta ventana se determina cuáles son las unidades de entrada al sensor y a qué unidades son transformadas por el mismo. Por ejemplo, para el sensor de fuerza, se transforma la entrada en Newtons a milivoltios.

Si, en la barra anterior se selecciona “scaling”, se calibra el sensor en función de la sensibilidad del mismo que se encuentra en la hoja de especificaciones del fabricante. En este caso el martillo, que posee el sensor de fuerza, tiene una sensibilidad de 2mV/N. Sabiendo que “x” es la unidad de salida e “y” la de entrada deberá escalarse de la siguiente manera:

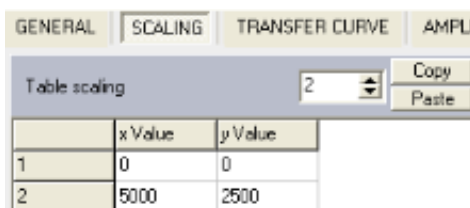


Figura XI.9.- Configuración de sensores 6 - configuración sensibilidad

De la misma manera se calibra el acelerómetro, teniendo en cuenta que su sensibilidad, como muestra la hoja del fabricante, es de  $1,042 \text{ mV/m/s}^2$ .

#### XI.4.4.- Configurar canales

Tras establecer el hardware y los sensores, se pueden configurar los canales que reciben las señales. Bajo la barra situada en la parte superior está la barra de herramientas principal.

El programa dispone de dos módulos independientes:



Figura XI.10.- Barra principal de DEWESoft

Para configurar los datos a obtener se debe seleccionar el módulo “Measure. Este módulo es el más importante para la adquisición de datos del sistema. Los datos adquiridos de los canales activados estarán disponibles desde el momento en que se comienza a medir.

El módulo “Measure” se divide en pestañas. Para configurar los canales se pulsa en la pestaña “Analog”, que aparece seleccionada por defecto.

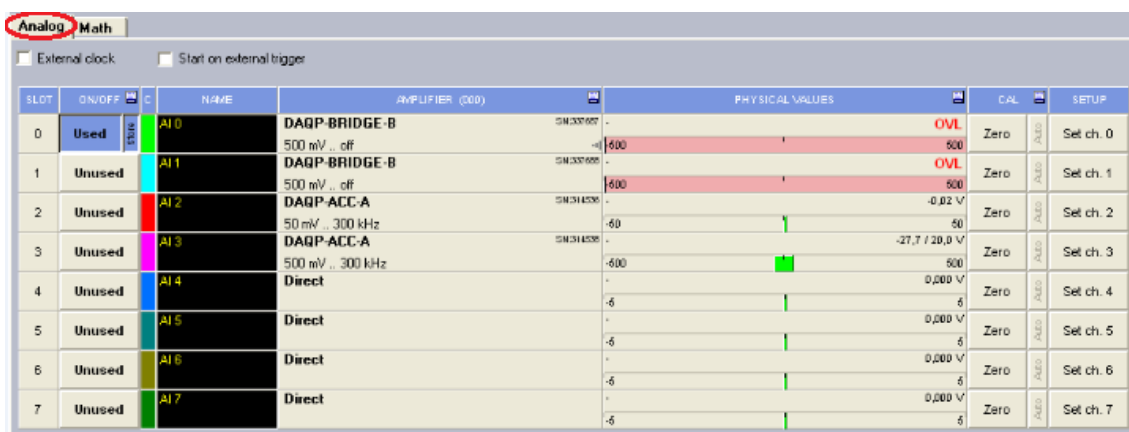


Figura XI.11.- Configuración de los canales

Se mostrará en una tabla los difentes canales que proporciona este hardware. Cada columna significa lo siguiente:

- “Slot”: indica el número del canal. Los canales también están numerados en el hardware.
- “On/Off”: Pulsando estas pestañas se activan o desactivan los canales. También, hay un pequeño botón en el que se lee “STORE”: si está activado se permite el almacenamiento de datos de este canal.
- “C”: permite seleccionar el color para cada canal.
- “Name”: sirve para editar el nombre del canal.
- “Amplifier”: especifica el tipo de amplificador y rangos que cubre, además indica el sensor que está conectado cuando se configura.
- “Physical values”: muestra los valores de la señal recibida en el canal. Si se excede un valor determinado se mostrará en rojo con las letras *OVL*.
- “CAL”: con este botón se puede poner a cero el canal elegido.
- “Setup”: permite introducir ajustes y calibrar los canales. Si se pulsa, aparece la ventana de configuración del canal.

Según lo expuesto anteriormente, se denominan a los canales de la siguiente manera:

-Canal 2 (DAQP-ACC-A): ACCELEROMETER: Recibe la señal del acelerómetro.

-Canal 3 (DAQP-ACC-A): HAMMER: Recibe la señal del martillo.

También deben activarse estos dos canales, que son aquellos de los que se reciben y almacenan datos. Se pulsa “used” y “store” en cada uno de ellos.

SLOT	ON/OFF	C	NAME
0	Unused		AI 0
1	Unused		AI 1
2	Used	store	ACCELEROMETER
3	Used	store	HAMMER

Figura XI.12.- Activación de los canales

Después, se configura cada canal en la pestaña “setup”, última columna. Como ya se ha indicado, al pulsar este botón se abre una nueva ventana donde seleccionar el sensor que corresponde a cada canal.



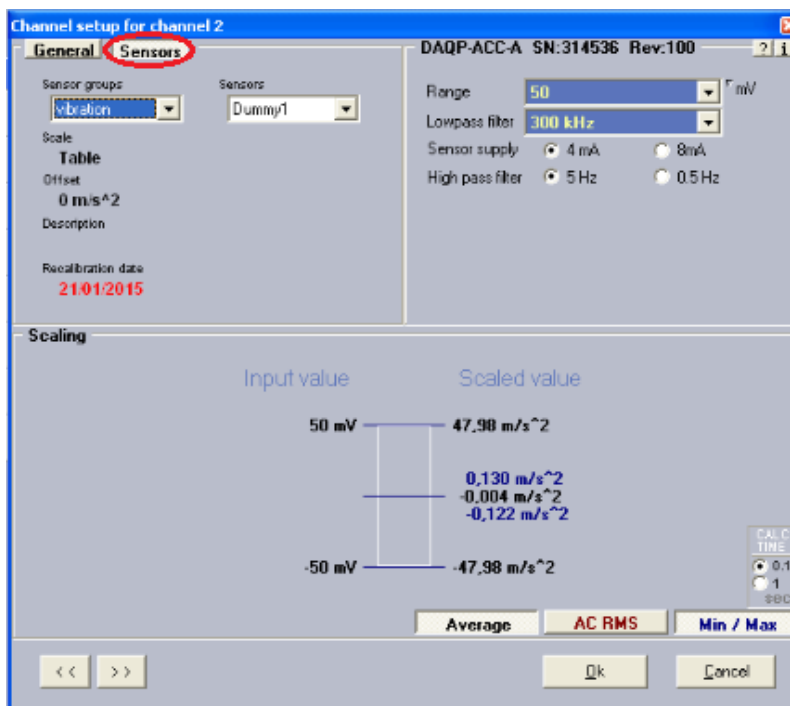


Figura XI.13.- Elección de los sensores para cada canal

En esta ventana aparecen dos pestañas: “general” y “sensors”. Para elegir el sensor de cada canal se pulsa la pestaña “sensors”. Aparece una pantalla como la de la figura y en ella en “Sensor groups” se despliega una lista con los diferentes grupos de sensores. Se selecciona el grupo del sensor *vibration*. Posteriormente, en “Sensors” se busca el *serial number*, que en este caso, para el acelerómetro es *Dummy1*, nombre que se crea por defecto. Si todo es correcto se muestra la escala del sensor.

Además, pueden determinarse los rangos en los que la señal sea válida. Se puede hacer cuando se realizan las primeras pruebas y se observa qué rangos abarca.

Se sigue el mismo procedimiento para configurar el canal del martillo.

Si se ha realizado todo de forma correcta, en la columna de “Amplifier” de los canales aparece:

ACCELEROMETER	DAQP-ACC-A	SN:314536
	Acceleration (vibration)	SN:Dummy1
HAMMER	DAQP-ACC-A	SN:314536
	Force (vibration)	SN:1

Figura XI.14.- Configuración correcta de los canales

#### XI.4.5.- Nombrar el fichero y especificar condiciones de almacenamiento de datos

Para poder almacenar los datos de una forma más ordenada el programa dispone de un apartado donde se indica cómo hacerlo. Esto se configura en el módulo “Measure”.

En el apartado “Data File Options” se denominan los datos obtenidos (*prueba*). Para almacenar varios datos de ensayos se crea una “multifile”. En el ensayo las mediciones se activan con un *trigger*, por lo que se marca la opción “make new file after” 1 *trigger* para que cuando se active cree un nuevo archivo.



Figura XI.15.- Data File Options DEWESoft (elección de nombre y forma de almacenar datos)

Pulsando el botón “setup” se determina en base a qué almacenar los datos; por ejemplo, fechas.

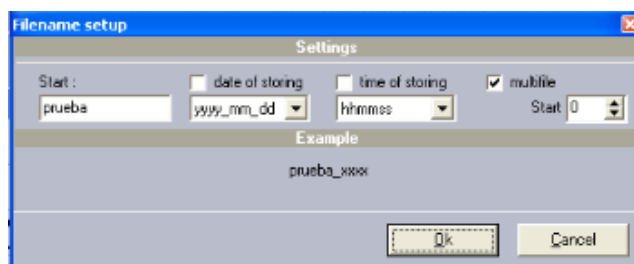


Figura XI.16.- Numeración en el almacenamiento de datos

Para el ensayo de impacto por martillo en Análisis Modal las opciones de guardado debe ser “fast on trigger”. Esto se hace en el menú de “Storing Options”.

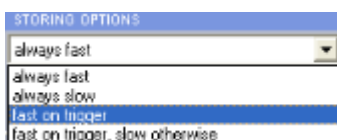


Figura XI.17.- Opciones de almacenamiento de datos (Storing Options)

Una vez hecho esto aparece una nueva pestaña en el módulo “Measure” en la que se puede configurar la condición de activación del *trigger* y, por tanto, el inicio de almacenamiento de datos cuando se cumplan unas condiciones impuestas



Figura XI.18.- Configuración del *trigger* 1

Al activar las condiciones “pre time” y “post time” se indica el tiempo de almacenamiento antes y después de que se active el *trigger*. Además, pueden añadirse condiciones más avanzadas para determinar bajo qué condiciones almacenar los datos.

La primera condición es que se empiecen a grabar las señales solo si el impacto que se transmite a la estructura tiene un valor entre 10 y 100 N. Para ello se añade una nueva condición de comienzo (add “start storing conditions”); se selecciona el canal del martillo *HAMMER* y las opciones trigger on: *data*, value: *real data*, mode: *window*, *enter range*, donde se introducen los valores de almacenamiento entre un máximo (*upper level*) y un mínimo (*lower level*).

Seguidamente a que se active el *trigger*, se almacenan los datos durante los segundos establecidos. Se establece una nueva condición de final (add “stop storing conditions”) donde se selecciona: trigger on: *time*, time format: *relative*, time: *equal to* (*tiempo almacenamiento*) s.

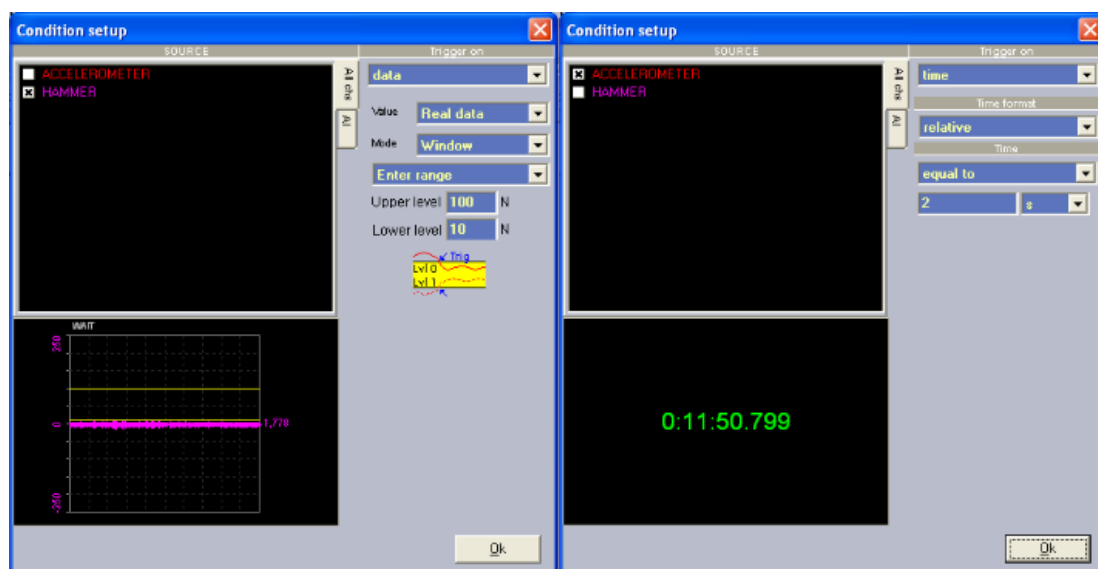


Figura XI.19.- Configuración del *trigger* 2

#### XI.4.6.- Configurar la visualización de los datos y ordenar el inicio del almacenamiento

En este apartado se diseña cómo mostrar los datos obtenidos.

Por defecto aparecen dos ventanas de visualización, “Scope” y “Recorder”, que se pueden seleccionar en la barra principal, y en las que se ve la forma de las señales y qué datos se toman de ellas. Lo recomendable es crear ventanas propias de visualización de datos. Para ello, se utiliza la pestaña “Overview”.

En DEWESoft hay cuatro tipos de controles visuales básicos:

- Controles que muestran un único valor (*digital meter, bar meter, analog meter, indicator lamp*)
- Controles que muestran todos los datos (*recorder, vertical recorder, xy recorder, GPS map*)
- Controles que muestran parte de los datos directamente o calculados (*scope, FFT, octave, vector scope, harmonic FFT tabular display*)
- Y, adicionalmente, controles visuales como de imagen, texto o líneas.

Todos estos controles pueden combinarse en una misma ventana. También es posible crear varias ventanas con detalles específicos de las mediciones.

En el trabajo se crean dos ventanas diferentes, una en la que se muestran las señales del martillo y el acelerómetro; y otra para visualizar la FFT de los mismos. Para ello se utiliza el botón “design tool” que permite realizar todos estos cambios.



Figura XI.20.- Diseño del entorno de toma de señales

Cuando se ha configurado la visualización de los datos se puede empezar a almacenar las señales obtenidas en el experimento.

Se pulsa el botón “Arm” que se encuentra en la barra principal de herramientas. Una vez que se active el *trigger* los datos comienzan a almacenarse hasta que pasen los segundos establecidos en las condiciones de almacenamiento. Finalmente, para dejar de almacenar los datos se pulsa el botón “stop”; de esta forma se pueden estudiar los datos obtenidos ya que estarán almacenados en el archivo con el nombre creado anteriormente.

#### **XI.4.7.- Comprobar resultados y exportarlos a MATLAB para analizarlos**

En este último paso se trabajan con los datos almacenados utilizando el módulo “Measure”. En este módulo también se pueden usar las pantallas de visualización, muy útiles para estudiar el espectro de las señales obtenidas y ver si son las buscadas para poder descartar aquellos ensayos no útiles debido a diferentes causas; como puede ser la del *double hit*.

Si las señales quieren estudiarse en otro programa pueden ser exportadas en un formato diferente al utilizado por este software, por ejemplo pueden ser transformadas a formato .m de Matlab.



En agradecimiento a todas aquellas personas que me han apoyado y acompañado durante estos últimos años y en especial a Carlos por haberme solucionado las dudas siempre que lo he necesitado.

